

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

INGENIERÍA INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS



PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN
PARA UNA CENTRAL TÉRMICA**

ALUMNO: DAMIÁN GONZÁLEZ DÍAZ
DIRECTOR: ANTONIO ACOSTA IBORRA
FECHA: 30/09/2010

ÍNDICE GENERAL

1	INTRODUCCIÓN	5
1.1	Contexto y motivación del proyecto	7
1.2	Objetivos del proyecto	8
1.3	Metodología de trabajo	9
1.4	Ciclos de Vapor con calentadores de agua de alimentación	10
1.5	Normativa para el diseño	18
2	DESCRIPCIÓN GENERAL DE UN CALENTADOR	21
2.1	Tipos de calentadores	23
2.2	Partes constructivas del calentador	28
2.2.1	Carcasa	28
2.2.2	Tubos	29
2.2.3	Placa tubular	30
2.2.4	Placas soporte y <i>baffles</i>	31
2.2.5	Cámara de agua	32
2.3	Intercambio de calor	33
2.3.1	Modos de transferencia de calor	33
2.3.2	Variables térmicas fundamentales	35
2.3.3	Superficie efectiva	36
2.3.4	Modos de funcionamiento	38
2.4	Zonas funcionales de un calentador	39
2.4.1	Zona de condensación	39
2.4.2	Zona de subenfriamiento	41
2.4.3	Zona de desrecalentamiento	44
2.5	Sistema de venteo	46
2.5.1	Sistema de eliminación de incondensables	47
2.6	Válvula de seguridad	48
2.7	Mantenimiento	53
2.7.1	Tratamiento del agua de alimentación	53
2.7.2	Limpieza de los tubos	56

3	METODOLOGÍA DE DISEÑO DE UN CALENTADOR.....	59
3.1	Condiciones de operación y diseño.....	61
3.1.1	Datos de diseño	63
3.1.2	Datos de operación	64
3.1.3	Requisitos constructivos	65
3.2	Balance térmico.....	66
3.2.1	Comprobación del balance	75
3.3	Cálculo térmico	76
3.3.1	Selección del material de los tubos	77
3.3.1.1	Tubos en U	81
3.3.1.2	Velocidad máxima de circulación	85
3.3.3	Pérdida de carga máxima en el lado agua	88
3.3.3.1	Expresiones de cálculo	89
3.3.4	Pérdida de carga máxima en el lado carcasa	92
3.3.4.1	Expresiones de cálculo	93
3.3.5	Cálculo del Coef. Global de Transmisión de calor	94
3.3.6	Cálculo del LMTD	99
3.3.7	Cálculo del Área de intercambio	101
3.3.8	Disposición de los tubos.....	104
3.3.9	Dimensionado general del equipo	105
3.3.10	Dimensionado de conexiones	108
3.3.10.1	Localización de la conexión de vapor	110
3.3.10.2	Localización de las conexiones de drenajes	111
3.3.11	Dimensionado de la válvula de la seguridad	111
3.4	Cálculo mecánico	113
3.4.1	Factores de seguridad	115
3.4.2	Desarrollo de los cálculos	116
3.4.2.1	Software de cálculo CODECALC	118
3.4.3	Cálculo de la placa tubular	125
3.5	Análisis de vibraciones.....	127
3.6	Alternativas en el diseño	136

4	RESULTADOS DEL DISEÑO	137
4.1	Ajuste de parámetros de diseño	139
4.1.1	Pérdida de carga en zona de subenfriamiento	145
4.1.2	Pitch rotado	147
4.2	Comparativa de las alternativas	148
4.3	Resultados del análisis de vibraciones	150
5	ESTUDIO ECONÓMICO	153
5.1	Desglose de la inversión	155
5.1.1	Materiales y fabricación del equipo	155
5.1.2	Horas de diseño e ingeniería	156
5.1.3	Avales y seguros	157
5.1.4	Marcado CE	157
5.2	Comparación económica de las alternativas de diseño	157
6	CONCLUSIONES	159
6.1	Resumen de los principales resultados	161
6.2	Crítica de los resultados	172
6.3	Líneas de estudio futuras	175
6.3.1	Análisis a fatiga con FEA	175
6.3.2	Análisis de vibraciones con CFD	177
6.3.3	Calentadores Header-type	178
	BIBLIOGRAFÍA	179
	ANEXO A SALIDA PROGRAMA DE CÁLCULO CODECALC	181
	ANEXO B CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS MATERIALES	183
	ANEXO C NORMATIVA Y CÓDIGOS APLICABLES	185
	ANEXO D ANÁLISIS DE RIESGOS	187
	ANEXO E PLANOS	189

1. INTRODUCCIÓN



El presente proyecto consistente en el diseño de un calentador de agua de alimentación para una Central Térmica para producción de electricidad, ha sido realizado en colaboración con la empresa Foster Wheeler Energía S.L.U, con el apoyo técnico de sus programas informáticos y bibliografía.

Foster Wheeler Energía S.L.U pertenece a Foster Wheeler Global Power Group, que es una de las dos unidades de negocio del grupo Foster Wheeler Limited, cuya sede reside en New Jersey, (E.E.U.U.).

Foster Wheeler Energía S.L.U se dedica al diseño y suministro de todo tipo de calderas tanto para aplicaciones industriales como plantas de generación de energía, condensadores de vapor para todo tipo de centrales (térmicas, nucleares, ciclos combinados), calentadores de agua de alimentación, quemadores, equipos auxiliares, así como al desarrollo de la consultoría energética.

This Project deals with the design of a feedwater heater for a Power Plant for electricity production. It has been developed in cooperation with Foster Wheeler Energía S.L.U., with the support of its software and bibliography.

Foster Wheeler Energía S.L.U. belongs to Foster Wheeler Global Power Group, which is one of the business lines of the company Foster Wheeler Limited, whose mother house is settled in New Jersey, (E.E.U.U.).

Foster Wheeler Energía S.L.U. designs and supplies all kind of boilers either for industrial application or power generation plants, steam condensers for all kind of plants (thermal power plants, nuclear plants, combined cycles), feedwater heaters, burners, auxiliary equipments. Foster Wheeler Energía S.L.U. is also devoted to energy consultancy.



1.1 CONTEXTO Y MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El presente proyecto tiene por objeto definir el diseño de un calentador de agua de alimentación vertical de alta presión, en el ciclo regenerativo de vapor de una central térmica, cuyo objetivo final es la producción de energía eléctrica.

Este tipo de intercambiadores de calor se usan en ciclos termodinámicos regenerativos, con el objetivo de aprovechar parte del calor sensible que se perdería en el condensador. Los calentadores de agua son alimentados por distintas extracciones de turbina, calentando el agua de circulación a la caldera, con el consiguiente ahorro energético que esto supone. Todas las plantas térmicas modernas utilizan calentadores de agua de alimentación en el ciclo térmico, incluso en ciclos combinados.

El número óptimo de calentadores de agua de alimentación se determina por factores económicos. Se añade un calentador si se ahorra más combustible que su propia implantación y mantenimiento. Aumentando el número de calentadores podemos aproximarnos a la eficiencia de un ciclo de Carnot, pero el coste no sería justificativo. Además, se debe tener en cuenta la cantidad óptima del porcentaje de vapor que se extrae de la turbina para no perder trabajo efectivo a la salida de la turbina.

El correcto diseño de estos equipos, tendrá gran influencia en la vida del equipo, para soportar los arranques y paradas de la planta y que el rendimiento del ciclo no se resienta. Para el diseño de este tipo de intercambiadores, existe una normativa específica, elaborada por un prestigioso grupo de diseñadores/fabricantes, que forman el *Heat Exchange Institute*, H.E.I., entre ellos Foster Wheeler.

En cuanto al diseño térmico del intercambiador, se pueden elegir distintas configuraciones de direccionamiento del fluido por el interior de la carcasa, siempre respetando la normativa H.E.I., que pueden proporcionar ventajas competitivas entre los distintos diseñadores, optimizando las dimensiones del equipo.

La selección de materiales es otro punto a tener en cuenta en la vida de estos equipos.



Respecto al apartado mecánico, este tipo de equipos se engloba dentro de la categoría de aparatos a presión, con toda la responsabilidad en el diseño que ello conlleva. Para calentadores de centrales térmicas supercríticas, la presión de diseño que pueden alcanzar es de unos 350 bares, que multiplicado por el volumen del intercambiador, supone una cantidad de energía para ser liberada nada despreciable.

Con todo lo comentado anteriormente, el diseño de un intercambiador de este tipo, supone el conocimiento por parte del diseñador de disciplinas diversas dentro de la ingeniería; ingeniería térmica y de fluidos, ingeniería de materiales e ingeniería mecánica. Todas estas disciplinas se encuentran dentro del rango de conocimientos de un Ingeniero Industrial.

1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO

El equipo a diseñar se puede clasificar como un recipiente a presión, que actúa como un intercambiador cerrado de calor, Vapor-Agua, de dos (2) pasos por el lado tubo y un (1) paso por el lado carcasa. Los tubos son en U, enfrentándose de esa forma, el agua que circula por el interior de ellos, con el vapor en contracorriente que entra a la carcasa. El equipo se diseña para calentar un caudal de agua de alimentación, desde una temperatura determinada hasta otra próxima a la de entrada al último calentador de alta presión. Para ello se ha previsto una demanda del vapor de extracción de turbina suficiente a una presión y temperatura determinada.

Los objetivos a alcanzar son:

- 1.) El primer objetivo es, sin duda alguna, la elaboración de un proyecto de carácter académico en colaboración con una empresa ajena a la universidad, donde el autor del mismo ha adquirido los conocimientos técnicos para diseñar este tipo de equipos.
- 2.) El segundo objetivo, es diseñar un calentador de agua de alimentación capaz de producir un salto térmico en el agua de alimentación de 35,0 °C, y un



subenfriamiento de los drenajes de salida de 29,08 °C para evitar problemas de evaporación súbita (*flashing*) en la tubería y en la válvula de control instalada en ella. Este drenaje va a parar al desgasificador.

- 3.) El tercer objetivo, es diseñar la mejor alternativa posible para cumplir con los requisitos técnicos de partida, optimizando todas las variables de diseño, tomando como referencia para el diseño, una primera unidad de este tipo de calentadores existente ya en una planta hipotética.

1.3 METODOLOGÍA DE TRABAJO

Este proyecto es resultado de la experiencia adquirida en nueve meses de colaboración en el departamento de ingeniería de diseño de Foster Wheeler Energía S.A. y en coordinación con otros departamentos, como los departamentos de compras, financiero, proyectos y departamento de postventa.

Los resultados del proyecto corresponden a un calentador de agua de alimentación virtual, no a un proyecto real de Foster Wheeler Energía, siendo su objetivo meramente académico.

El trabajo realizado estos meses, se puede dividir en tres fases:

- Una primera fase de documentación, en la que el autor de este proyecto ha estudiado diferentes libros y manuales (todos ellos referenciados en la bibliografía) acerca del diseño de este tipo de intercambiadores de calor.
- Una segunda fase, en la que se ha aprendido el manejo del software de cálculo propio de Foster Wheeler Energía S.A. Estos programas de cálculo se resumen en dos:
 - Parte térmica : Programas desarrollados a medida, son parte del “Know How” de FWESA.
 - Parte mecánica: Programa CODECALC, basado en el Código ASME.



-Una tercera fase de recopilación y exposición de resultados, incluyendo un estudio económico del proyecto.

Como se verá a lo largo del desarrollo del presente proyecto, los estudios realizados en el mismo se han intentado ajustar lo máximo posible a lo que sería un proyecto de carácter académico, siempre intentado cumplir con los objetivos que un proyecto de estas características persigue.

Para alcanzar los objetivos del presente proyecto se debe seguir una secuencia de pasos en el desarrollo del diseño del equipo, que se pueden resumir en los siguientes:

- Balance térmico y comprobación de los resultados.
- Dimensionado térmico.
- Selección de materiales para los tubos.
- Dimensionamiento de los equipos.
- Análisis de vibraciones.
- Cálculo mecánico a presión.
- Diseño detallado.

1.4 CICLOS DE VAPOR CON CALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Se denomina ciclo termodinámico a la variación cíclica de las propiedades de un sistema (presión, temperatura, volumen). Principalmente, se aplica calor al sistema y lo sometemos a una serie de estados de presión, temperatura y volumen, de forma que realice un trabajo neto.

El máximo rendimiento de un ciclo se obtiene cuando es reversible, pero en una central existen rozamientos y pérdidas por falta de aislamiento térmico (fugas), así como irreversibilidades motivadas por saltos térmicos en la frontera de superficies dedicadas al intercambio de calor (condensadores, evaporadores, caldera, etc.), dando lugar a



procesos no reversibles, luego se obtendrá más rendimiento cuanto más cerca se esté de la reversibilidad.

Los calentadores de agua de alimentación a caldera, se utilizan en las centrales térmicas para aumentar la temperatura del condensado proveniente del condensador de superficie, antes de que el agua entre en la caldera.

El propósito o la ventaja de utilizar calentadores de agua en el ciclo térmico, es aumentar o incrementar la eficiencia térmica de dicho ciclo, es decir, aumentar el rendimiento global de la planta.

Los calentadores de agua de alimentación evitan el “shock térmico” a la caldera y reducen el consumo de fuel o cualquier otro combustible necesario para convertir el agua a vapor. El resultado es una ganancia neta de energía (debido esencialmente a la gran cantidad de calor latente recuperado en el calentador, por el cambio de fase de vapor a agua). Si no se utilizan estos equipos, el calor latente se gasta, o se pierde en el condensador o por las torres de refrigeración. Además, estos equipos ayudan a reducir la polución térmica.

La aplicación de calentadores en una central térmica, convierte al ciclo convencional en un “Ciclo Regenerativo de Vapor”.

En las figuras que se presentan a continuación (figuras 1.1, 1.2, 1.3, 1.4), se puede observar la evolución del ciclo, desde una central sin calentadores, hasta la variación del ciclo convencional a partir de la utilización de calentadores.

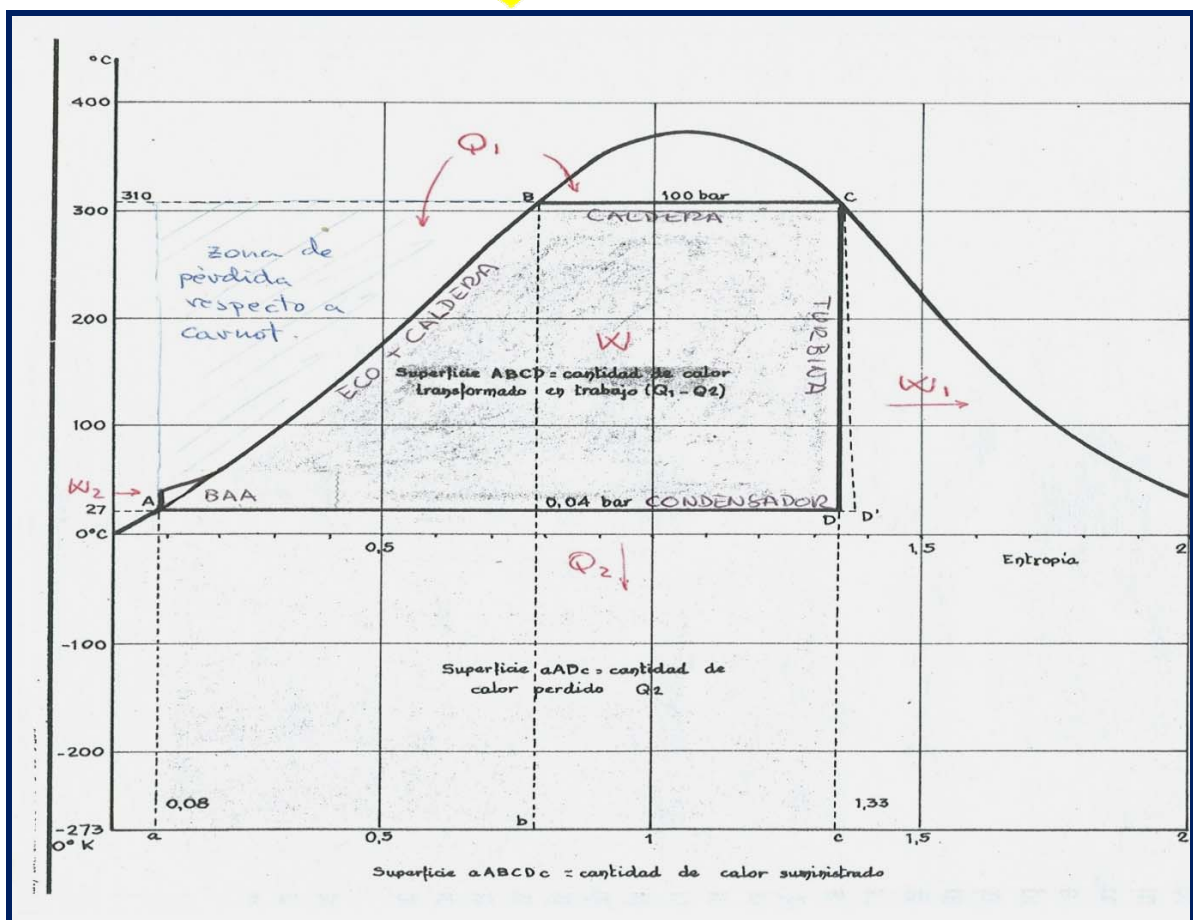
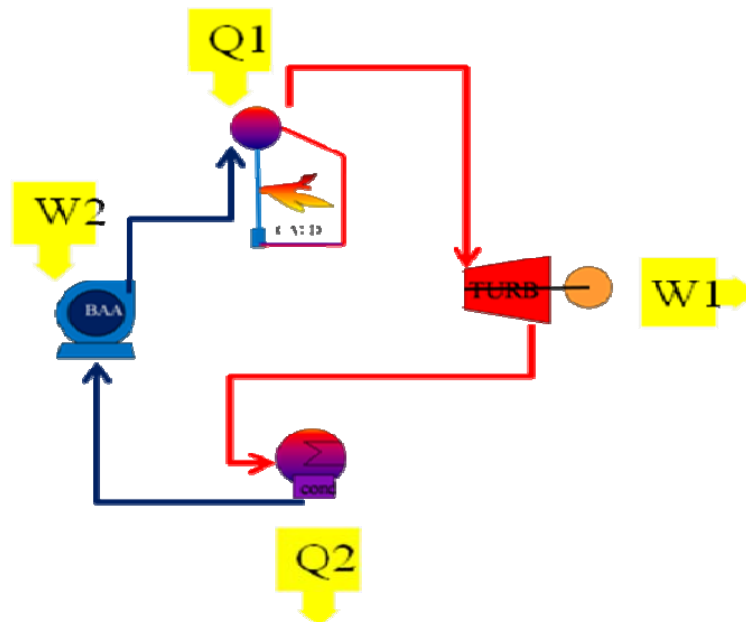


Figura 1.1: Central Térmica simple: ciclo de Rankine (sin calentadores)
Fuente: Manual curso básico calderas y energía. FWESA

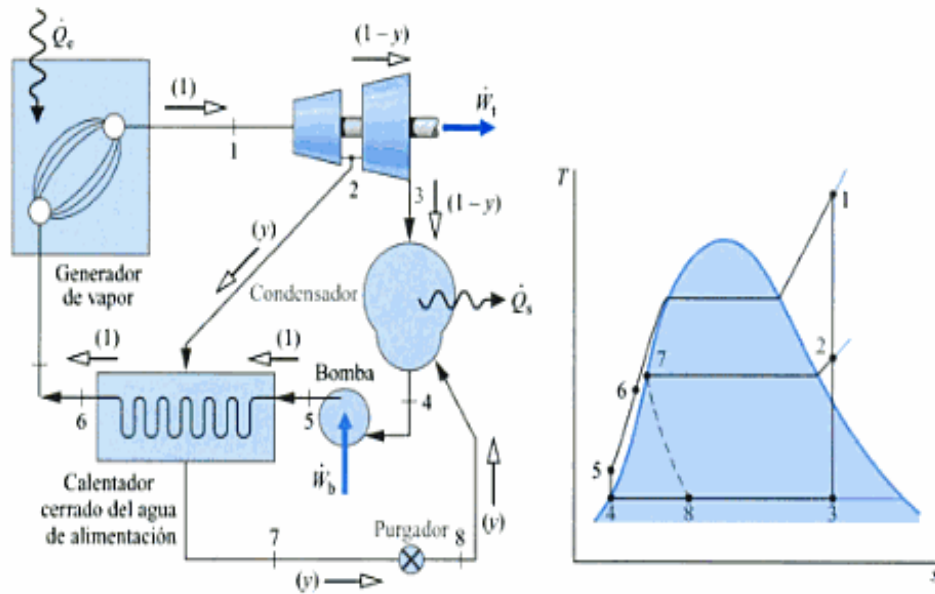


Figura 1.2: Ciclo regenerativo de Rankine con calentador cerrado.
Fuente: Morán, M. J. y Shapiro, H. N., Fundamentos de termodinámica técnica.

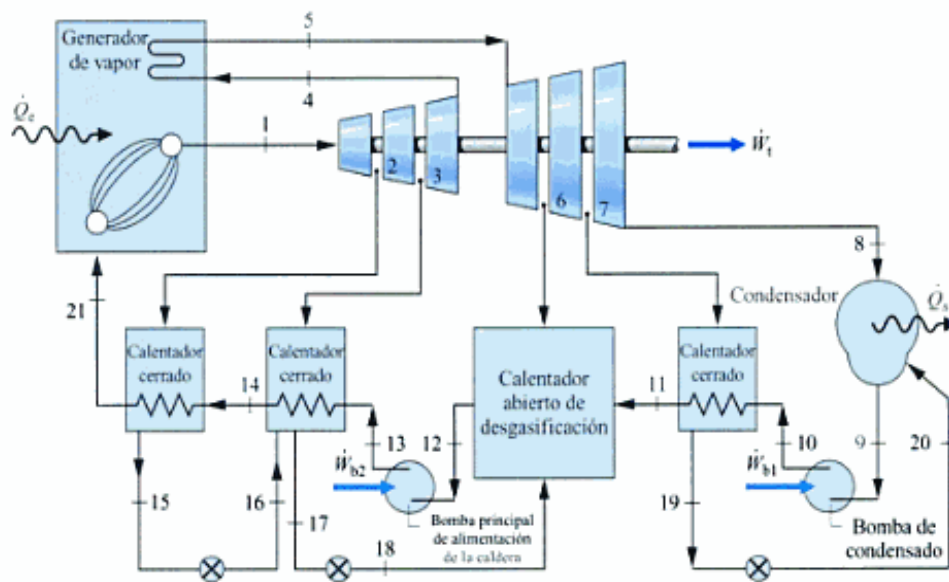


Figura 1.3: Ciclo regenerativo con múltiples calentadores
Fuente: Morán, M. J. y Shapiro, H. N., Fundamentos de termodinámica técnica

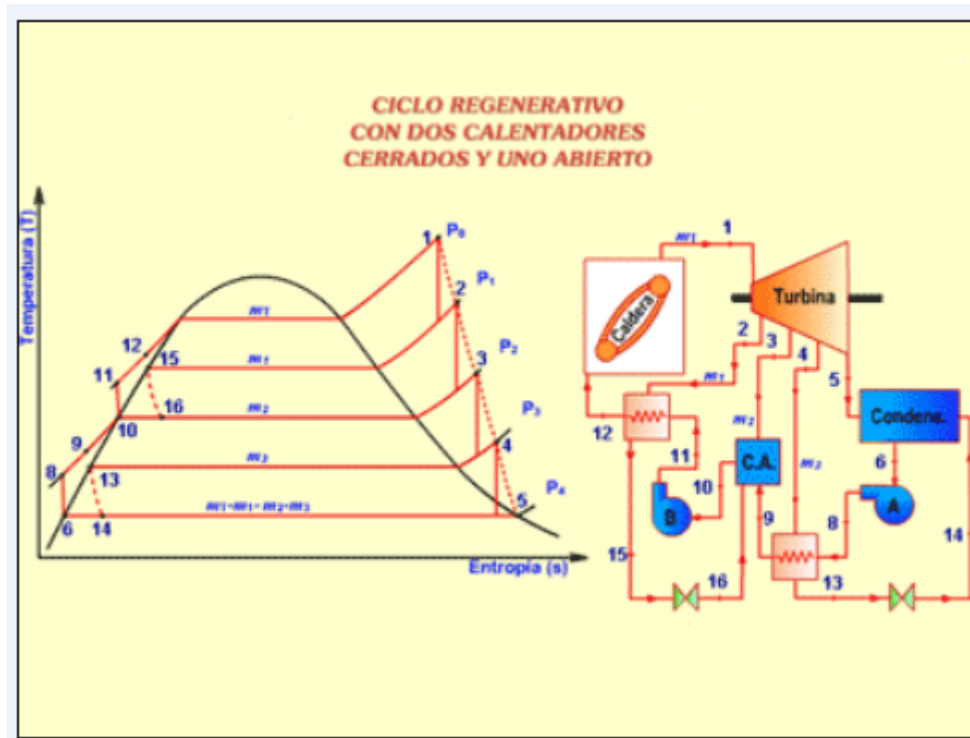


Figura 1.4: Ciclo regenerativo con múltiples calentadores. Diagrama T-S
Fuente: Manual curso básico calderas y energía. FWESA

El rendimiento de un ciclo termodinámico se define como el cociente entre el trabajo extraído del mismo, y el calor suministrado.

$$\eta = \frac{Q_{EXTRAIDO}}{Q_{COMUNICADO}} = \frac{Q_{COMUNICADO} - Q_{PÉRDIDAS}}{Q_{COMUNICADO}} = 1 - \frac{Q_{PÉRDIDAS}}{Q_{COMUNICADO}} \quad (1)$$

Si el calor de pérdidas fuera nulo, el rendimiento que se conseguiría es la unidad, algo totalmente imposible en la realidad.

La Figura 1.1, representa el ciclo más simple de una central térmica (ciclo de Rankine). Como se puede observar en el esquema del ciclo, éste está formado por caldera, turbina, condensador de superficie y bomba de agua de alimentación de caldera. Para calcular el trabajo neto del ciclo, habrá que calcular el área de la figura A-B-C-D, es decir, el área encerrada entre esos puntos, calculando primero el área que hay por debajo de A-B-C-D-c-a (entrada calor) y restándole el calor perdido (A-D-c-a). El calor perdido



corresponde al cambio de fase en el condensador y el calor aportado a la vaporización en la caldera.

El tramo de compresión adiabática se sustituye por la suma de una compresión líquida en la BAA y una ganancia de U (Energía interna) en el eco/banco de convección.

La expansión se realiza en zona húmeda, lo que es delicado para la turbina.

El rendimiento es menor que en el ciclo de Carnot, ya que se pierde un triángulo de área de potencial trabajo útil en la zona de compresión.

Cuando se instalan calentadores en el ciclo convencional, éste pasa a denominarse “regenerativo” (Figura 1.2), por lo tanto, se puede definir como una modificación al ciclo básico, consistente en realizar la extracción (Figuras 1.2 y 1.3) de una parte del flujo de trabajo en una o varias etapas intermedias de la turbina y pasarla por calentadores, en los cuales, el vapor cede su calor al agua que sale del condensador para elevar su temperatura. En el ciclo regenerativo normalmente se emplean calentadores de tipo abierto y calentadores de tipo cerrado.

En los calentadores cerrados el vapor extraído no se mezcla con el líquido que viene del condensador y por lo tanto, no requiere entrar al calentador a la misma presión. El líquido fluye por unos tubos a través de los cuales recibe el calor cedido por el vapor extraído de la turbina. El vapor que se condensa en las paredes externas de los tubos, puede bombearse a la línea de agua líquida, llevarse a un calentador abierto de menor presión o directamente al condensador.

La adición de un calentador, mejora la eficiencia térmica del ciclo en proporción al número de calentadores del ciclo regenerativo de la figura precedente. La mayor parte del vapor entrante en la turbina, sale al condensador, pero una pequeña parte del vapor se extrae de la turbina en etapas o saltos sucesivos, condensándose en los calentadores y aumentando la temperatura del agua de alimentación. El condensado resultante, llamado drenajes, se recircula igualmente al agua de alimentación por medio de bombas de impulsión o por calentadores en cascada hacia calentadores de baja presión, retornando al pozo del condensador.



En la actualidad, las turbinas de altas presiones de entrada, se construyen con 5 a 7 extracciones parciales en etapas intermedias y con 8 a 9 en aquellas con parámetros supercríticos. Las turbinas que trabajan en un rango de presiones medianas suelen construirse con 2 a 4 extracciones parciales.

En el ciclo regenerativo, normalmente, se emplean calentadores de tipo abierto y calentadores de tipo cerrado. En el de tipo abierto, el vapor y el agua se mezclan equilibrando su temperatura, es menos costoso y tiene mejores características de transferencia de calor que el de tipo cerrado. La principal desventaja del calentador abierto es la necesidad de utilizar una bomba para elevar la presión del líquido saturado que entra en el calentador. Los calentadores abiertos se conocen como tanques desaireadores porque en ellos se expulsan los gases presentes.

En los calentadores cerrados, el vapor extraído no se mezcla con el líquido que viene del condensador y por lo tanto no requiere entrar al calentador con la misma presión. El líquido fluye por una tubería, a través de la cual recibe el calor cedido por el vapor extraído de la turbina. El vapor que se condensa en las paredes externas de los tubos puede bombearse a la línea de agua líquida, llevarse a un calentador abierto de menor presión o directamente al condensador.

El funcionamiento de un ciclo regenerativo para una planta de vapor con dos calentadores cerrados y uno abierto, puede explicarse en la figura Figura 1.3 “Ciclo regenerativo modificado”:

Para determinar la eficiencia térmica de este ciclo, es necesario calcular el trabajo neto desarrollado (W_{net}) y el calor adicionado (q_A) por unidad de masa de vapor.

El trabajo neto desarrollado por unidad de masa será:

$$W_{net} = W_t - W_b \quad (2)$$

siendo (W_t) el trabajo de la turbina y (W_b) el trabajo de las bombas por unidad de masa.

El trabajo producido por la turbina por unidad de masa puede calcularse así:



$$W_t = (h_1 - h_2) + (1 - m_1)(h_2 - h_3) + (1 - m_1 - m_2)(h_3 - h_4) + (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_4 - h_5) \quad (3)$$

y el trabajo de las bombas como:

$$W_b = W_{b_A} - W_{b_B} \quad (4)$$

El trabajo neto también puede calcularse como la diferencia entre el calor suministrado al sistema (q_A) y el calor removido del sistema (q_L) por unidad de masa. El calor suministrado al sistema será

$$q_A = h_1 - h_{12} \quad (5)$$

El calor removido del sistema será:

$$q_L = (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_5 - h_{14}) + (1 - m_1 - m_2)(h_{14} - h_6) \quad (6)$$

Por lo tanto,

$$W_{net} = (h_1 - h_{12}) - (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_5 - h_{14}) + (1 - m_1 - m_2)(h_{14} - h_6) \quad (7)$$

La eficiencia térmica del ciclo está dada por:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{net}}{q_A} \quad (8)$$

$$\eta_{ter} = \frac{(h_1 - h_{12}) - (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_5 - h_{14}) + (1 - m_1 - m_2)(h_{14} - h_6)}{h_1 - h_{12}}$$

La cantidad de vapor que debe tomarse en cada extracción parcial puede determinarse a partir de la cantidad de energía térmica que requiere ser transferida en los calentadores al agua de circulación que sale del condensador



De acuerdo al principio de conservación de energía, el calor cedido por el vapor es igual al calor absorbido por el líquido por cada unidad de masa en el primer calentador cerrado, es decir:

$$m_1 (h_2 - h_{15}) = (h_{12} - h_{11}) \quad (9)$$

Aplicando el mismo principio para el segundo calentador cerrado y para el calentador abierto:

$$\begin{aligned} m_3 (h_4 - h_{13}) &= (1 - m_1 - m_2) (h_9 - h_8) \\ m_2 (h_3 - h_{10}) + m_1 (h_{16} - h_{10}) &= (1 - m_1 - m_2) (h_{10} - h_9) \end{aligned} \quad (10)$$

Si se desprecia el hecho de que el líquido entra algo subenfriado a los calentadores y que es una buena aproximación decir que $(h_{13} \approx h_9)$, $(h_{12} \approx h_{15})$, $(h_{11} \approx h_{10})$ y $(h_8 \approx h_6)$, la cantidad de vapor tomada en cada extracción parcial por cada unidad de masa de vapor puede calcularse con un sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} m_1 (h_2 - h_{15}) &= (h_{15} - h_{10}) \\ m_2 (h_3 - h_{10}) + m_1 (h_{16} - h_{10}) &= (1 - m_1 - m_2) (h_{10} - h_{13}) \\ m_3 (h_4 - h_{13}) &= (1 - m_1 - m_2) (h_{13} - h_6) \end{aligned} \quad (11)$$

1.5 NORMATIVA PARA EL DISEÑO.

Para el diseño térmico y mecánico del calentador de alta presión, se seguirán las normativas que marca el H.E.I. (Heat Exchange Institute) y TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Estas normativas recogen los estándares actuales de la industria junto con los requerimientos típicos del diseñador de la Planta y la experiencia de los montadores.

La información técnica contenida en estos libros combinan estos estándares, proporcionando información práctica, dimensiones, ensayos y la garantía de un correcto funcionamiento y diseño de los calentadores.



Dichos documentos son tomados en consideración por otras organizaciones como ASME (American Society of Mechanical Engineers), de tal manera que, al realizar el cálculo mecánico de los calentadores, que debe cumplir con los requerimientos del Código ASME VIII, División 1, a su vez cumplen con la normativa H.E.I., siendo esta normativa en muchas ocasiones más conservadora que el propio Código ASME.

El Código ASME VIII, División I, se ocupa del diseño, construcción, inspección y pruebas, para recipientes a presión. Es un código mundialmente reconocido y se ha convertido en la referencia para el diseño mecánico y la fabricación de estos equipos.

La publicación de la séptima edición del H.E.I. para el diseño de calentadores de agua de alimentación, proporciona los últimos avances tecnológicos en el campo de equipos de intercambio de calor.

Como conclusión, el HEI se estructura en las siguientes partes:

- Diseño térmico de los calentadores.
- Diseño mecánico de los calentadores.
- Materiales específicos para las distintas partes del calentador.

- Sistema de protección de los calentadores:
 - Válvulas de seguridad, tanto en el lado vapor como en el lado tubo.
 - Conexiones de venteo, para evitar la formación de gases incondensables perjudiciales para el buen funcionamiento del equipo.

- Diseño cámara de agua:
 - Acceso a la cámara de agua mediante una brida.
 - Acceso a la cámara de agua mediante una compuerta o boca de hombre.

Se utilizará la normativa TEMA para realizar un estudio de vibraciones en el equipo.



2. DESCRIPCIÓN GENERAL DE UN CALENTADOR



Un calentador se puede definir como una unidad formada por una carcasa cerrada y tubos rectos o en U, el cual calienta el agua de circulación o el paso del condensado (a lo largo de los tubos) con el vapor de la extracción de turbina que circula por el cuerpo.

Sus partes diferenciadas son:

- Una carcasa cilíndrica (*Shell*): Lado vapor.
- Tubos: Proporcionan la superficie para el intercambio de calor necesario.
- Placa tubular: Disco taladrado donde se insertan los tubos.
- Placas Soporte y *Baffles*: Soportan el peso de los tubos y direccionan el vapor o condensado por la superficie de los tubos.
- Cámara de agua: Recibe las conexiones de entrada y salida de agua de alimentación

A Feedwater Heater could be defined as the unit consisting of a close shell and straight and U tubes, it heats the circulating water or the condensate pass (along the tubes) with the turbine extraction steam which circulates through the shell.

Its different parts are:

- *A cone shell: Steam side.*
- *Tubes: They provide the required surface for heat exchange.*
- *Tubesheet: Drilled plate where the tubes are inserted.*
- *Support plates and Baffles: They support the weight of the tubes and direct the steam or condensate through the tubes.*
- *Channel: It receives the feeding water inlet and outlet connections.*



2.1 TIPOS DE CALENTADORES

Los calentadores de agua de alimentación a caldera se pueden clasificar en función de su fabricación y diseño, en:

- Alta Presión:
 - ❑ Orientación vertical.
 - ❑ Orientación horizontal.
- Baja Presión:
 - ❑ Orientación vertical.
 - ❑ Orientación horizontal.

En función de las zonas que componen el calentador, la clasificación, es:

- 1 Zona. Condensación.
- 2 Zonas. Condensación y desrecalentamiento o condensación y subenfriamiento.
- 3 Zonas. Condensación, desrecalentamiento y subenfriamiento de drenajes (externa o integrada).

Según el tipo de tubos:

- Tubos en “U”.
- Tubos rectos (en ciertas ocasiones, para *Drain Coolers* externos).

Clasificación en función de la cámara de agua:

- Cabeza hemisférica.
- Tipo cilíndrico.
 - ❑ Fondo elíptico con boca de hombre.
 - ❑ Fondo embreadado con acceso total.



Los calentadores de alta presión se fabrican principalmente con cámara hemisférica (Fig.2.1) si su tamaño supera 1,2 m. en diámetro. Si el tamaño es menor, es más económico y más fácil el diseño con un cierre tipo “*Cheese box*”. El cierre *Cheese box*, consiste en una placa tubular integral en forma de vaso, cerrada con una brida ciega, ver Fig.(2.2). Este tipo de cierre de la cámara de agua es recomendable al uso de una cabeza hemisférica ya que, las conexiones de agua y boca de registro de hombre son de diámetros considerables (del orden de 10” / 16” respectivamente), y para compensarlas por cálculo mecánico en espesor, el espacio existente es muy reducido. La disposición cilíndrica para estos casos de menor diámetro es la óptima. Para diámetros mayores a 1,2 m., es preferible el uso de cierre hemisférico, por los menores espesores por presión interna que se obtendrán para el fondo hemisférico, con este tipo de cierre.

Las bocas de hombre suelen ser selladas usando la presión hidráulica de la bomba de alimentación y una junta flexible. La caja / placa de partición (separa lado de entrada del de salida de agua) va soldada a la placa tubular y al fondo hemisférico. La conexión de salida del agua de alimentación está conectada a la placa de partición mediante un manguito / tubería. Éste diseño flexible permite que la partición ensamblada, se dilate independientemente de la cámara de agua.

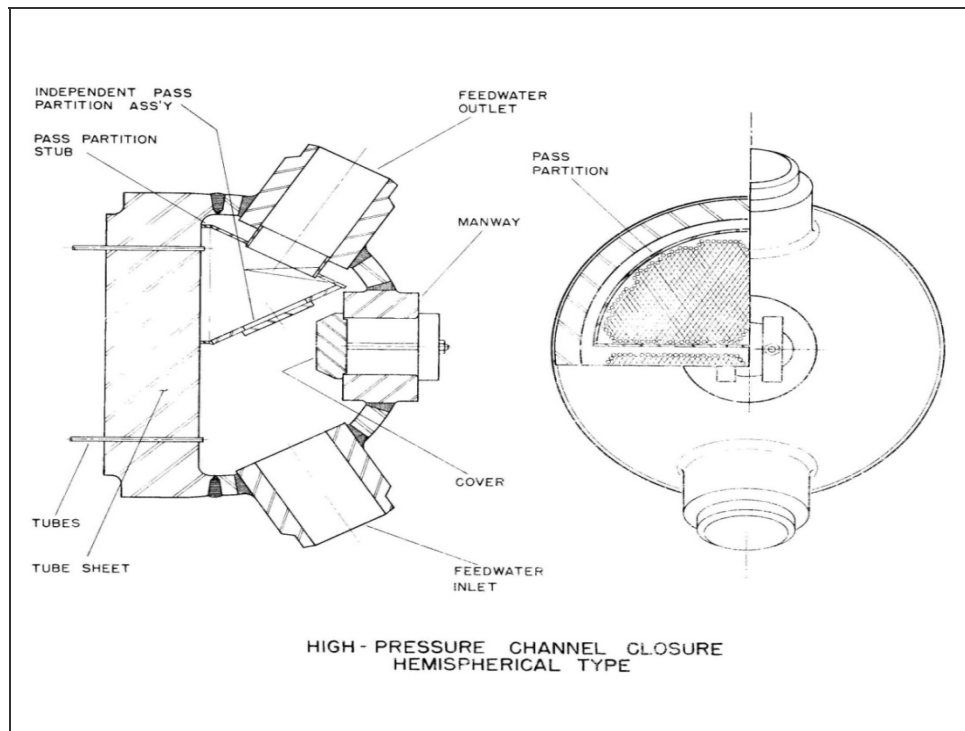


Figura 2.1: Cámara de agua hemisférica. Calentador de alta presión
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

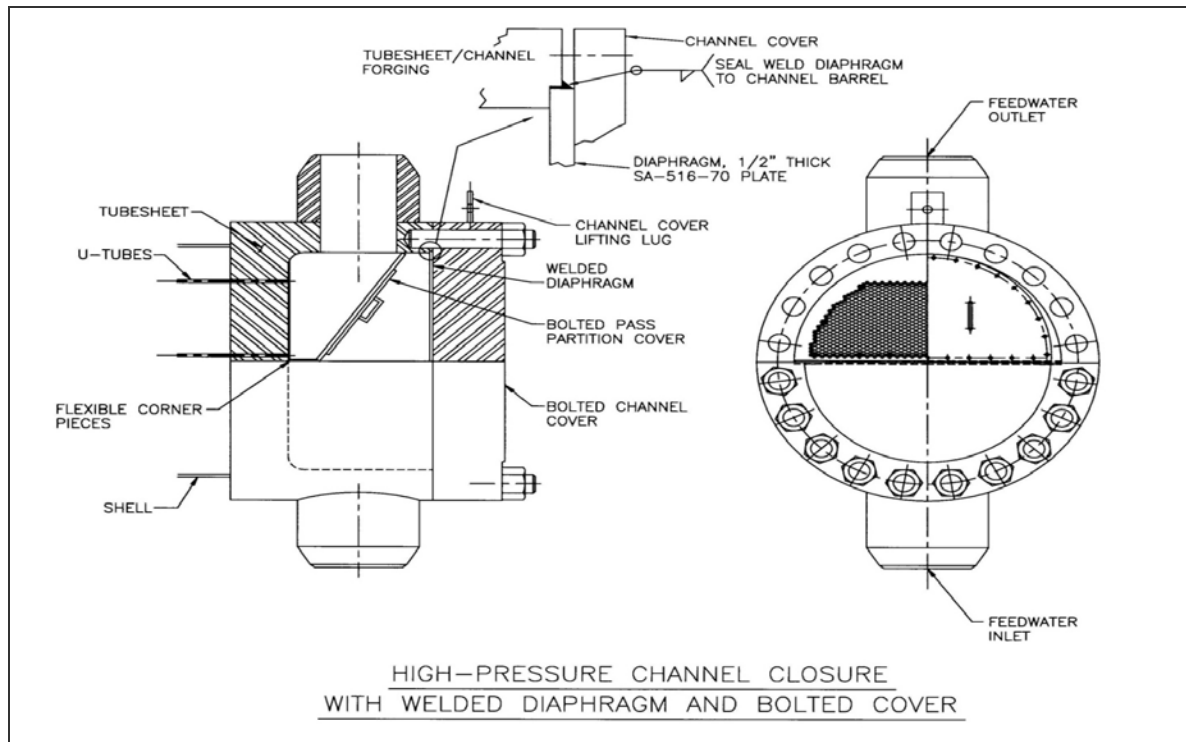


Figura 2.2: Cámara de agua integral. Calentador de alta presión
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA



Las cámaras de agua de tipo cilíndrico son más habituales en calentadores de baja presión.

A continuación se muestra, en las figuras 2.3 y 2.4, los tipos de cámara de agua elíptica y cilíndrica, para calentadores de baja presión. Se forman con chapa laminada, exceptuando la brida de cuello y la brida ciega, en el cierre con acceso total (Fig.2.4).

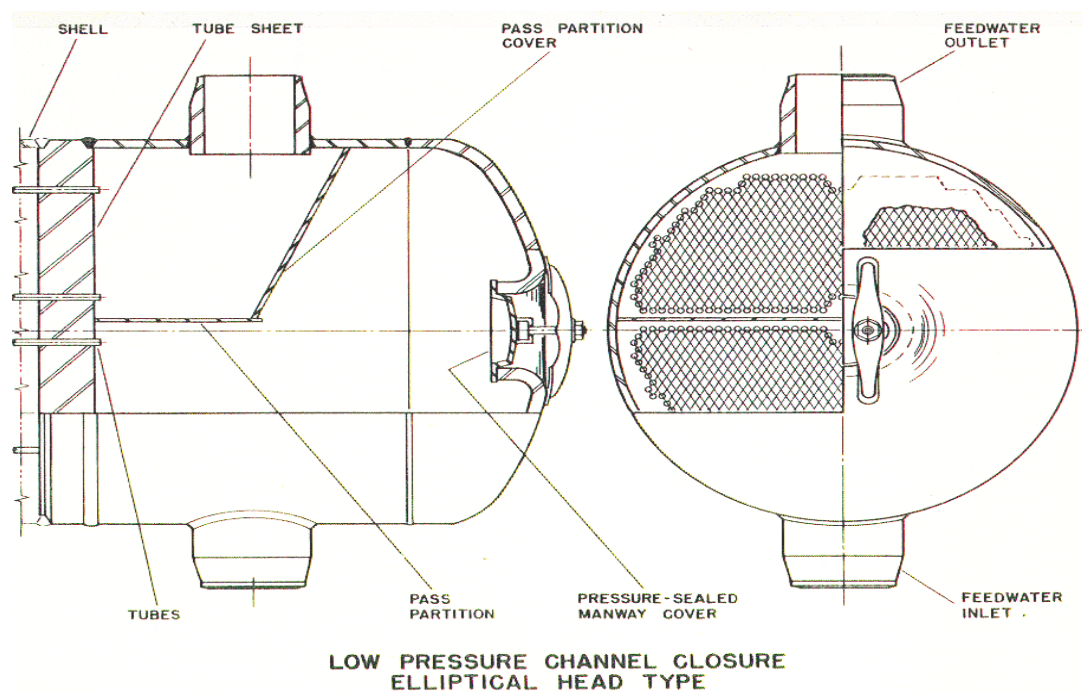


Figura 2.3: Cámara de agua elíptica en calentador de baja presión
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

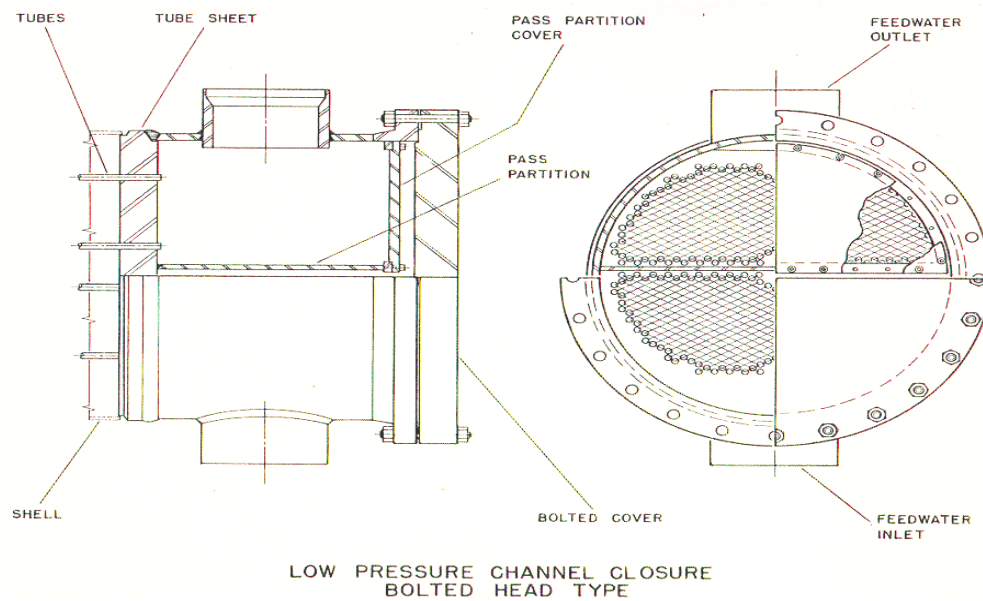


Figura 2.4: Cámara de agua con tapa embreada. Calentador de baja presión.
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

Particularizando para este proyecto, el calentador se compone de dos zonas (Condensación y Subenfriamiento).

El uso de calentadores horizontales o verticales responde principalmente a un requisito de espacio en la planta. En ocasiones, en ciclos cercanos y por encima de los 200 Mw, se suele colocar el primer calentador del tren en el cuello del condensador.

Otro tipo de calentadores empleados en ciclos de gran producción de energía, son los calentadores dúplex, que incluyen dentro del mismo cuerpo dos cámaras a presiones distintas. Cada cámara recibe una extracción de turbina a presiones distintas, esto es, en un mismo cuerpo se encuentran los dos primeros calentadores del tren de baja presión.

Para centrales nucleares o supercríticas para producción por encima de los 700Mw. , se utilizan configuraciones *Stream* (ver Figura 2.5), en las que se configura en paralelo el tren de alta presión, y se utilizan de 2 a 3 dúplex en el cuello del condensador. El condensador puede ser de dos o tres cuerpos.

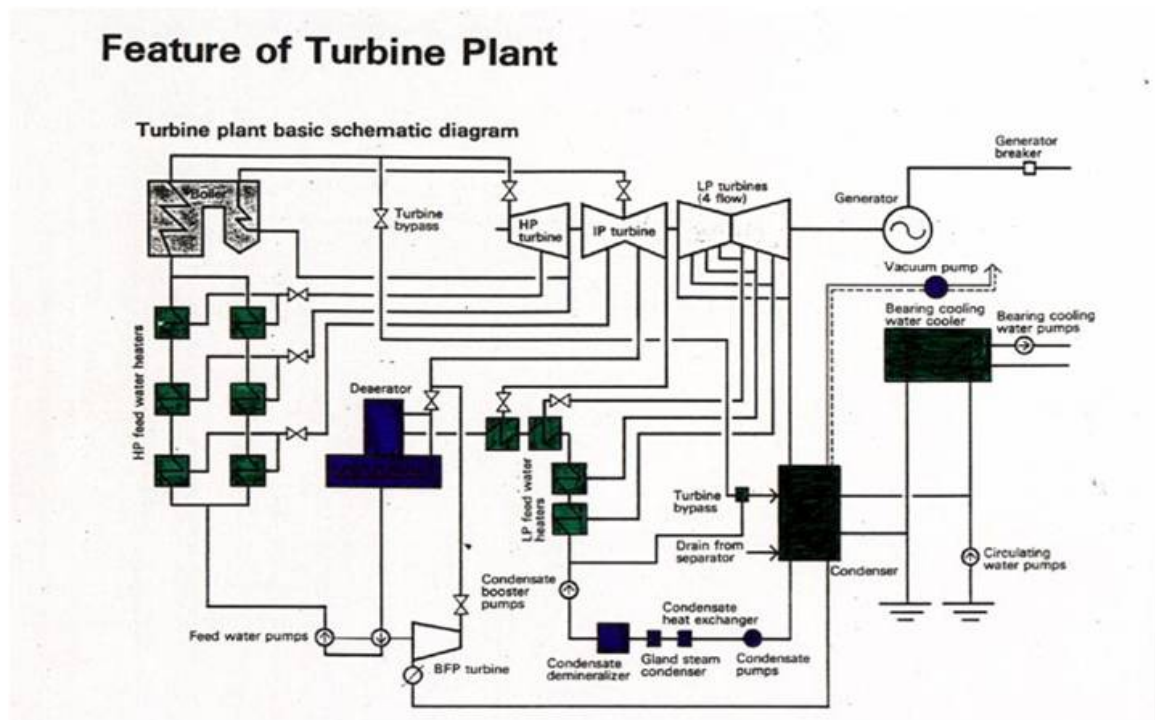


Figura 2.5: Calentadores de alta presión en paralelo.
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

2.2 PARTES CONSTRUCTIVAS DEL CALENTADOR

2.2.1 CARCASA

La carcasa del calentador está formada por secciones de chapa viroladas con costuras longitudinales y circulares.

Estas soldaduras se chequean siempre con radiografiado al 100%, ya que en el cálculo de espesor de estas chapas se utiliza como parámetro de eficiencia 1, lo que lleva a utilizar el menor espesor de chapa posible, para ahorrar en peso.

Todas las entradas a la carcasa llevarán chapas de impacto para evitar la erosión del fluido entrante. Estas chapas serán de inoxidable ferrítico SA-240 tp 410 para las entradas de vapor, por tener este material una dilatación más cercana al acero al carbono, con el que irá soldado. Este material soporta de manera notable impactos de vapor a alta temperatura. Para las entradas de drenaje (mezclas de agua-vapor) se



utiliza el tipo 304, acero inoxidable austenítico, con mejores propiedades corrosivas que el anterior.

El material utilizado normalmente para la carcasa es acero al carbono, SA-516 Gr.70, aunque a veces es necesario el uso de acero aleado, SA-387, si el vapor de entrada supera los 400°C. Este tramo de carcasa aleada constituye lo que se denomina como *Minor Shell*, y permite usar poco espesor de acero en esta zona, que suele corresponderse con la zona de desrecalentamiento de calentadores de alta presión.

Para el cierre de la carcasa se utiliza un fondo elíptico de proporciones 2:1.

2.2.2 TUBOS

Los tubos constituyen la interfase entre el vapor y el agua de alimentación. Se suelen utilizar tubos en U para provocar dos pasos del agua por la carcasa, ida y vuelta del final de la carcasa.

De la selección del material de los tubos del calentador depende en gran medida la vida útil del mismo.

El único punto fijo (empotramiento) de los tubos en el calentador se encuentra en la inserción de los mismos en la placa tubular. En este punto los tubos irán expandidos. El expandido del tubo contra la pared del agujero en la placa tubular debe ser de un 7% para asegurar que no existirá despegue del tubo, esto es, la suficiente deformación plástica. Debe de controlarse el expandido minuciosamente para no disminuir el espesor del tubo por debajo del requerido por presión interna. El expandido se comprobará en una probeta, realizándose un ensayo de tracción, *Pull of Test*.

Por existir únicamente un punto de empotramiento, y tratándose de longitudes de hasta 13.000mm., en ocasiones, es necesario rigidizar el sistema con placas soporte y *baffles* para impedir vibraciones.



2.2.3 PLACA TUBULAR

La placa tubular es el elemento fijo del equipo, en cuanto a dilataciones térmicas se refiere. Esta parte del equipo separa el lado vapor del lado agua, lo que quiere decir, que soporta las mayores presiones diferenciales. Además debe compensar en espesor el material que se pierde en el taladrado.

Estará sometida a momentos flectores y cortantes tanto de origen mecánico como térmico.

La cara de la placa tubular que da al lado agua (la cámara de agua), se suele recargar con un metal que facilite la soldabilidad con los tubos. Esta soldadura es de sello y no de resistencia para estos equipos, ya que la unión entre el tubo y la placa tubular la debe garantizar el expansionado. Ver Figura 2.6.

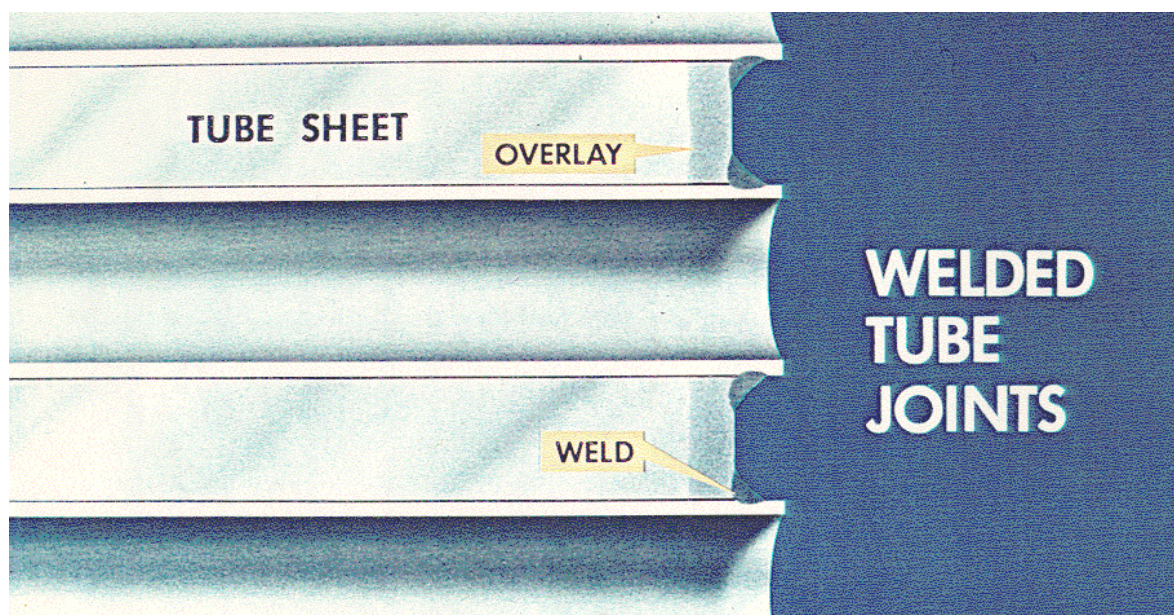


Figura 2.6: Detalle unión tubo/placa_tubular..
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

Las tolerancias del taladrado de este elemento son muy restrictivas. La normativa de diseño H.E.I. permite una tolerancia de $+0,05 / -0,05$ mm.

Otro factor importante en el diseño de la placa tubular será el radio de acuerdo entre la parte cilíndrica y el disco. Este mecanizado es de suma importancia para evitar concentración de tensiones en ese punto, que serían muy perjudiciales por la fatiga



provocada por los arranques y paradas de la planta. Dependiendo de la presión de diseño y del diámetro interior, este valor irá creciendo por encima del valor mínimo de 2" (50 mm.), ver Figura 2.7.

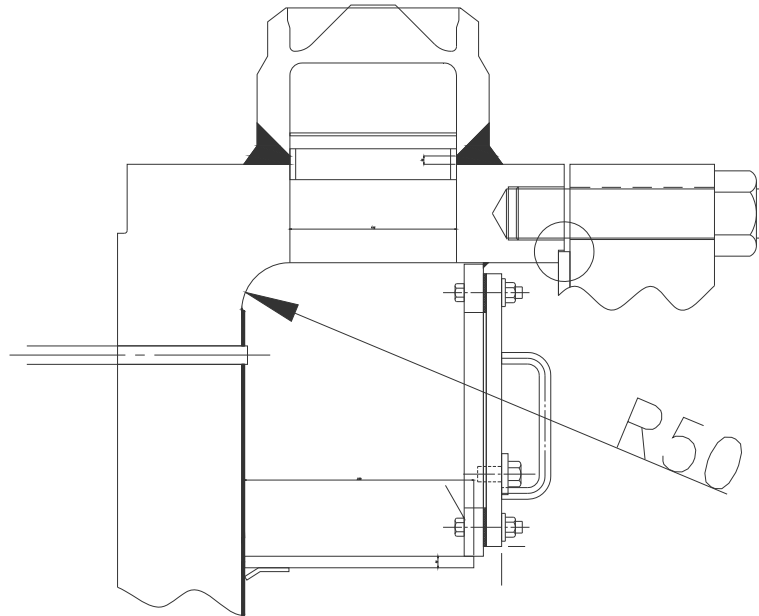


Figura 2.7: Radio de acuerdo en la placa tubular. *Corner radius*.
Fuente: Elaboración propia

2.2.4 PLACAS SOPORTE Y *BAFFLES*

Las placas soportes tienen como misión reducir la longitud no soportada en los tubos, con el objetivo de disminuir las vibraciones.

Las tolerancias de taladrado no serán tan restrictivas como en la placa tubular. Los espesores de estas placas soporte, según indica H.E.I., son de 16mm.

Los *baffles* o ventanas de las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento del calentador, tienen la misión de evitar vibraciones y aumentar la residencia del vapor sobrecalentado y el condensado respectivamente.

Existen múltiples configuraciones o cortes de estos *baffles* dependiendo del diseño térmico.



En la Figura 2.8 se pueden apreciar distintos cortes de los *baffles* en las zonas.

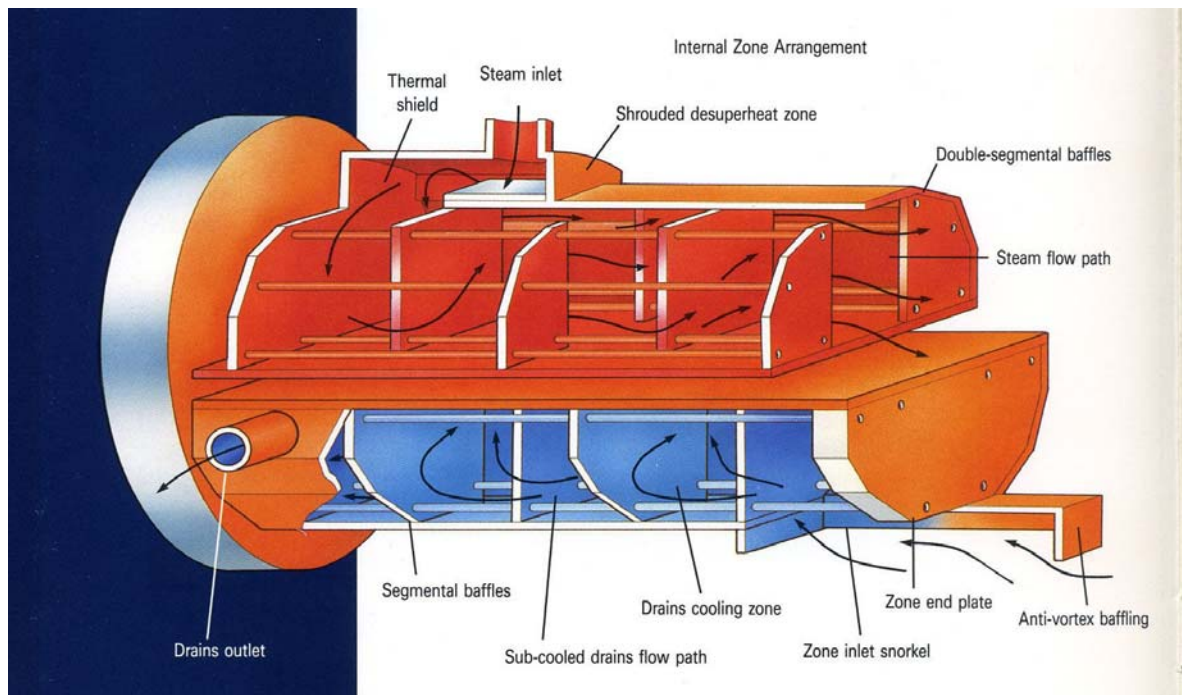


Figura 2.8: Baffles de las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento.
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

2.2.5 CÁMARA DE AGUA

La cámara de agua distribuye el agua de entrada y recoge el agua de salida de los tubos.

La entrada y salida de agua se encuentran separadas por una chapa de partición, con una puerta de acceso para tareas de mantenimiento. Esta chapa lleva en las esquinas unas chapas de inoxidable plegadas, que permiten absorber las dilataciones térmicas. Ver Anexo E “Plano de detalle de la Cámara de Agua”

Existen distintos tipos de cierres como se ha visto en el apartado 2.2, dependiendo del tamaño y de la presión.



Para equipos de alta presión, se utilizan juntas en las bocas de hombre o en cierre con acceso total (Figuras 2.1 y 2.2), de tipo metálico, que irán soldadas posteriormente.

Los pares de apriete aplicados a la tornillería que cierra la boca de hombre son de vital importancia para este tipo de juntas metálicas.

2.3 INTERCAMBIO DE CALOR

Es el calor neto transferido al agua de circulación (desde el vapor) y sus unidades son: kJ/kg. En todo equipo de transferencia de calor existe un foco frío y un foco caliente, teniendo, para el calentador:

- Foco frío: agua de circulación. Sufre un aumento de temperatura.
- Foco caliente: vapor. Sufre una disminución de temperatura, condensándose.

Las extracciones de turbina llegan al calentador sin ningún tipo de válvulas de regulación, son válvulas todo o nada. En función del caudal de agua de circulación que circule por el lado tubo, así como la temperatura de entrada que tenga el agua al equipo, se autorregula la demanda de vapor de entrada.

2.3.1 MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Se tendrán los siguientes modos de transferencia de calor dentro del calentador.

Conducción.

Este mecanismo implica un intercambio de energía interna entre dos cuerpos, o entre dos partes de uno, mediante el cual se produce un intercambio de energía cinética a nivel atómico. Por ejemplo, el calentamiento de una barra y la transmisión de calor a través de ella. La conducción viene regida por la diferencia de temperaturas entre las partes implicadas. El proceso sigue la ley de Fourier $Q = K \cdot \nabla T$ donde:

- K es la conductividad térmica del material,
- Q es el calor que se transmite, y



- ∇T , implica una diferencia de temperaturas entre los puntos considerados.

Este tipo de mecanismo de transmisión del calor tiene lugar a través de las paredes de los tubos del calentador. Por lo tanto, una variable esencial de diseño será la elección del material de los tubos, ya que la conductividad marcará la superficie necesaria en los tubos, y como consiguiente su número.

Convección.

Este mecanismo implica que uno de los materiales sea un fluido. La transmisión de calor se realiza mediante el movimiento de las moléculas del fluido, que son las que transportan la energía hasta encontrar otro con una temperatura más baja al que cederán dicha energía, o del que absorberá si su temperatura es mayor. Por ejemplo, el calor que cede el aire a una pared.

La convección puede ser de dos tipos: natural y forzada.

- Convección natural: El movimiento del fluido es originado por causas internas del mismo (normalmente diferencias de densidad entre dos puntos).
- Convección forzada: El movimiento del fluido está originado por causas externas (normalmente diferencias de presión creadas por bombas).

La convección se rige por la ley: $Q = h \cdot \Delta T$, donde:

- h , es el coeficiente de transmisión de calor.
- Q es el calor que se transmite, y
- ΔT , implica una diferencia de temperaturas entre los puntos considerados.

Este tipo de mecanismo de transmisión de calor, tiene lugar entre el vapor y la superficie exterior de los tubos, y entre la superficie interior de los tubos y el agua que circula por ellos. El mecanismo de intercambio de calor en los dos casos será por convección forzada.



2.3.2 VARIABLES TÉRMICAS FUNDAMENTALES

Diferencia de Temperatura Final (TTD: Terminal Temperature Difference)

Es la diferencia entre la Temperatura de saturación correspondiente a la entrada de vapor y la Temperatura de salida del agua de circulación. Éste valor puede ser tanto positivo como negativo. Si este valor es inferior a $1,1^{\circ}\text{C}$, se deberá diseñar el calentador con zona de desrecalentamiento o no se conseguirá elevar la temperatura de salida del agua de circulación por encima de la de saturación. Esta zona tendrá como objetivo aumentar el tiempo de residencia del vapor sobrecalentado (no existe condensación).

Salto térmico de drenajes de subenfriamiento (DCA: Drain subcooler Approach)

Es la diferencia de Temperatura entre la salida de drenajes del lado vapor (cuerpo) y la entrada del agua de circulación en el lado agua (tubos).

H.E.I recomienda equilibrar el balance térmico para obtener un valor de $\text{DCA}=10^{\circ}\text{F}$, si este fuese menor de esos 10°F , para garantizar una temperatura de subenfriamiento suficiente y no producir evaporación súbita a la salida de los drenajes del calentador.

Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (LMTD: Logarithmic Mean Temperature Difference)

Teniendo en cuenta el esquema adjunto (Figura 2.9), los conceptos TTD y DCA citados anteriormente, son:

$$\text{TTD} = T_3 - T_2 \quad (12)$$

$$\text{DCA} = T_4 - T_1 \quad (13)$$

$$\text{ITD (Initial temperature Difference)} = T_3 - T_1 \quad (14)$$



$$LMTD = \frac{ITD - TTD}{Ln\left(\frac{ITD}{TTD}\right)} \quad (15)$$

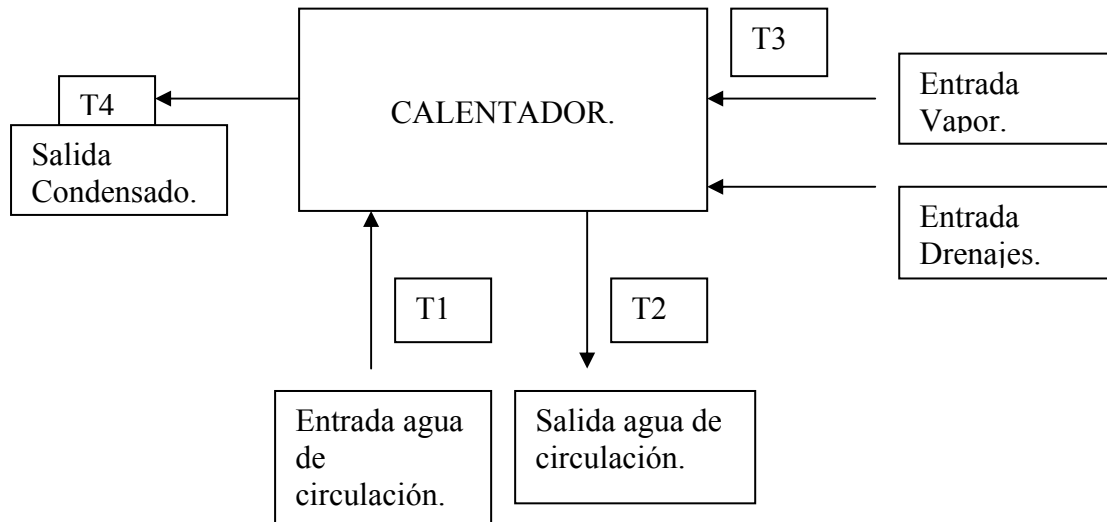


Figura 2.9: Calentadores de alta presión en paralelo.
Fuente: Elaboración propia

2.3.3 SUPERFICIE EFECTIVA

La superficie total exterior de los tubos del calentador (tal y como se ve en la Figura 2.10), incluye:

- Superficie de los tubos sin placa tubular (es la que corresponde a la longitud total de los tubos, incluida la parte curvada, sin contar la parte de tubos que se introduce en la placa tubular).
- Superficie inactiva (es la superficie de los tubos que se encaja en la placa tubular + 3 milímetros de longitud para soldadura).
- Superficie inundada (superficie de los tubos que está sumergida en la parte que se produce el condensado).

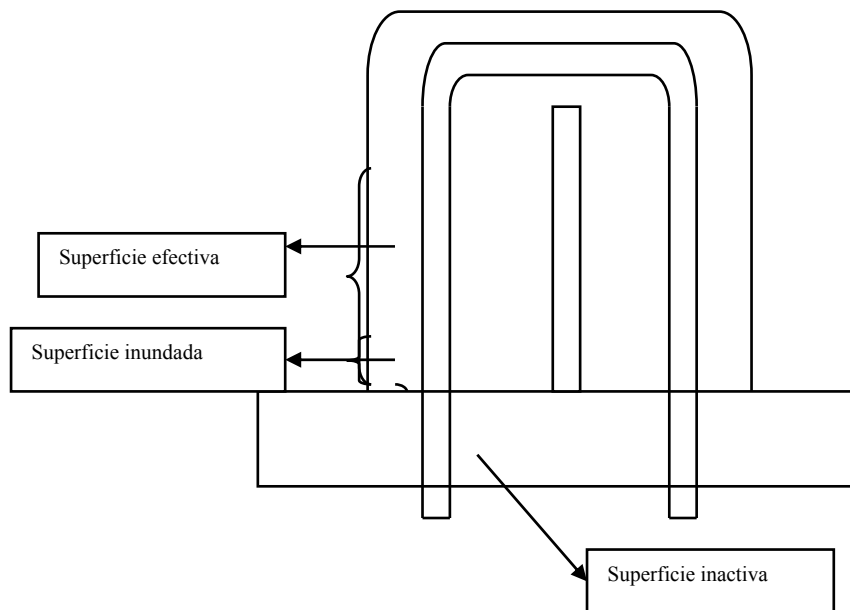


Figura 2.10: Superficie total

Fuente: Elaboración propia

Por tanto, a la superficie total habrá que restar siempre la superficie que queda inactiva en la placa tubular, para el intercambio de calor:

- Superficie de tubos que se mete o introducen en la placa tubular.
- Superficie de tubos que está inundada por el condensado que se produce en el calentador en la zona de condensación, Superficie Inefectiva
- Superficie que no está expuesta al flujo de vapor o al condensado en la parte del cuerpo.



2.3.4 MODOS DE FUNCIONAMIENTO

Los calentadores deben garantizar un modo de funcionamiento de la Planta, que coincide con el 100%. Para este modo, la producción de potencia en Mw del ciclo de vapor es máxima. En este modo de funcionamiento se garantizarán las temperaturas de salida del agua de alimentación a turbina, saltos térmicos en el lado agua de todo el tren de calentadores y el subenfriamiento en la salida de drenajes.

Pueden existir otros modos de funcionamiento, inferiores al 100% en arranques y paradas, para los que el calentador debe estar preparado y así garantizar su integridad. En modos de funcionamiento de la planta inferiores al 100%, en calentadores con zona de desrecalentamiento, pueden aparecer gotas de condensado por las condiciones del vapor que entra al equipo, que con la velocidad de entrada que lleva el vapor, erosionan y dañan la zona de desrecalentamiento. Para evitar este gravísimo problema, las zonas de desrecalentamiento deben diseñarse con un margen entre la temperatura de pared del tubo y la temperatura de condensación suficiente, para que en este modo de funcionamiento sea superior esta diferencia de temperaturas a 3 °F. (1,7 °C).

Otro modo de funcionamiento problemático, si no se ha tenido en cuenta en diseño, es el funcionamiento en *bypass*. Supongamos que el tren de baja presión consta de tres calentadores de baja presión. Un modo de funcionamiento puede ser, el que los calentadores tercero y segundo se aíslen, esto es, se cierren sus extracciones de entrada de vapor. El primer calentador trabajará con un gasto másico de vapor mucho mayor al de la condición de diseño garantizada, que suele corresponderse con el 100% de la Planta. Esto implica, que este calentador debe diseñarse para absorber las velocidades de entrada de ese caudal de vapor, aumento de pérdida de carga en las zonas del calentador y aumento de vibraciones en el interior del equipo.

El calentador se diseñará con márgenes suficientes para poder aguantar todas estas situaciones de funcionamiento de la Planta.



En cuanto al propio calentador en sí, también dispondrá de factores de ensuciamiento que servirán de margen en el diseño térmico, para poder resolver problemas de taponamiento de tubos, hasta un cierto límite (% de tubos), sin que se resienta su funcionamiento.

2.4 ZONAS FUNCIONALES DE UN CALENTADOR

Un calentador está formado por varias zonas funcionales, con objetivos diferentes pero interrelacionadas unas con otras. A continuación se exponen las diferentes zonas de un calentador de alta presión.

2.4.1 ZONA DE CONDENSACIÓN

Esta área calienta el agua de alimentación eliminando el calor latente del vapor, condensándolo. Trabaja a la temperatura de saturación a la presión de extracción de vapor de la turbina. El sistema de *baffles*/placas soportes favorece la distribución uniforme del vapor a lo largo de todo el calentador.

El vapor de extracción entra en esta zona desde la salida del área de desrecalentamiento, y fluye hacia el extremo opuesto dirigido por los deflectores.

Las conexiones de venteo (*vent connections*) situadas, una de ellas en la parte superior del calentador (*start up vent*) y la otra en la propia carcasa por debajo de la zona o área de condensación (*continuous vent*), proporcionan los medios para eliminar los gases no condensables. Los venteos pueden ser internos o externos, pero en ambos casos se localizarán en el punto de presión más bajo, entre la U de los tubos y en las secciones donde estos gases no condensables tiendan a acumularse dentro de la carcasa. La acumulación de gases no condensables reduce la eficacia, al disminuir la superficie efectiva y produce distintos fenómenos de corrosión.



El líquido condensado se acumula en la parte inferior de la carcasa, junto con los drenajes que entran al calentador por la zona de condensación, proveniente del calentador de mayor presión. Estos condensados se eliminan por medio de una conexión de salida de drenajes o se hacen pasar por un subenfriador de drenajes, como es el caso del presente proyecto.

Normalmente está situada entre la zona de desrecalentamiento y la zona de subenfriamiento (ver Figura 2.11).

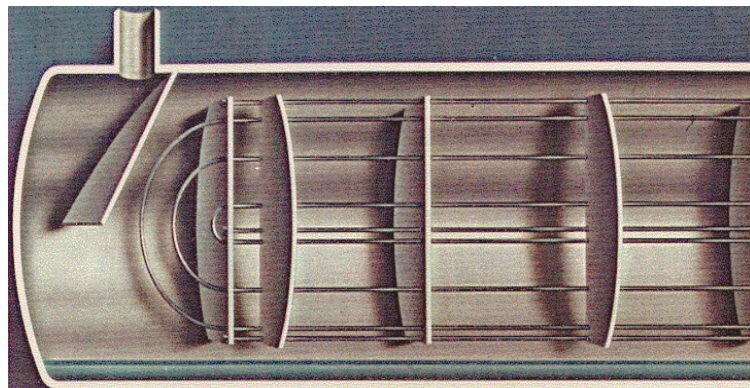


Figura 2.11: Zona de condensación
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

En la Figura 2.11, también se observa el drenaje entrante del calentador de agua siguiente en el tren, el cual entra en el calentador procedente de un estado de mayor presión, mezclándose con el condensado que se produce en el propio calentador. Deberá de tenerse en cuenta esta diferencia de presión para evitar un *flashing* en el drenaje entrante, que provoque un aumento en la presión del lado carcasa o vapor. Se suelen utilizar *anti-flash baffles* para evitar esto, diseñando el calentador con zona de *flasheo* en la cabeza de la carcasa, para absorber este súbito aumento de volumen o expansión del fluido entrante.



2.4.2 ZONA DE SUBENFRIAMIENTO

El área de subenfriamiento reduce la temperatura del condensado, que proviene de la zona de condensación, por debajo de la temperatura de saturación, cediendo calor al agua de alimentación entrante al calentador.

Esta zona de subenfriamiento está localizada en el paso de entrada del agua de alimentación y se cierra por medio de una chapa envolvente. Utiliza una cierta longitud de todos los tubos del primer paso para subenfriar el vapor condensado.

Esta reducción de la temperatura o energía disminuye la tendencia de los drenajes a vaporizar (*flash*) en la tubería que los lleve a un punto de menor presión. Este punto suele ser el calentador anterior. Para el último calentador del tren de alta presión, el drenaje se lleva al desgasificador. El primer calentador de baja presión normalmente conecta su drenaje al condensador. En ocasiones, también se realimenta el drenaje de salida del primer calentador al caudal principal de condensado.

Si hubiese drenajes de emergencia o en modos bypass, los drenajes se conectan al desgasificador, los de alta presión, y al condensador, los de baja presión.

La chapa envolvente aísla internamente la zona de la parte principal del lado de la carcasa del calentador. Por esta chapa se recibirá un aporte extra de calor, que habrá que tener en cuenta en el intercambio de calor de la zona de subenfriamiento.

El vapor condensado o drenajes entran en ésta zona por la parte inferior desde la zona de condensación. Un sistema de *baffles*/placas soporte, dirige su paso a través de la zona, de forma que salen de ella por una abertura situada en la parte inferior de la chapa envolvente y posteriormente dejan el calentador a través de la tobera de salida de drenajes. El sistema de *baffles*/placas soportes, permite un mayor tiempo de residencia del flujo en la citada zona y, por tanto, un intercambio de calor más eficiente.



En el diseño de esta zona se tendrán en cuenta las velocidades del condensado en su paso longitudinal y transversal, y la pérdida de carga de la zona. Estos valores están limitados por H.E.I. Pérdida de carga máxima = 4 psi. (0,3 Bar.)

La velocidad máxima a la salida de la conexión también está limitada por H.E.I a 3 m/sg.

Se optará por distintos tipos de *baffles* y ventanas de paso para cumplir con estos valores.

La construcción de esta zona según el tipo de calentador se resume a continuación:

- Calentador vertical. Tipo sumergido:
 - ❑ El calor es eliminado del líquido mediante el uso de *baffles* espaciados.
 - ❑ El nivel de líquido se mantiene por encima de la zona de entrada de subenfriamiento.
 - ❑ El líquido subenfriado sale del calentador a través de una conexión cercana a la placa tubular.
- Calentador horizontal. Tipo sifón de flujo total:
 - ❑ La presión diferencial provoca que el líquido condensado entre en la zona de subenfriamiento a través de un respiradero sumergido (embudo), y atraviese una serie de *baffles*.
 - ❑ El líquido subenfriado sale de la zona de subenfriamiento a través de una conexión cercana a la placa tubular.
 - ❑ Éste diseño exige que la zona de entrada esté sumergida bajo todas las condiciones de carga.
 - ❑ Ésta zona tiene que estar separada de la zona de condensación mediante una placa de 75 milímetros de espesor mínimo. Este espesor se ha obtenido de forma experimental.

Resaltar el papel fundamental de la chapa de cierre capilar de la zona de subenfriamiento en los calentadores horizontales. El taladrado de esta chapa tendrá las mismas tolerancias que la placa tubular. El vapor se introduce en el espacio anular



entre el agujero-tubo y se condensa. Éste vapor condensado mantiene un sello de agua para prevenir fugas de vapor en la zona de agua. Con éste tipo de diseño (Figura 4.12), el tubo es libre para moverse sin ningún tipo de sujeción. La zona de *baffles* está montada / fijada mediante el uso de tirantes y espaciadores.

En los calentadores verticales no es necesaria esta placa de sellado, ya que la zona de subenfriamiento se encuentra abierta. No existe sifón.

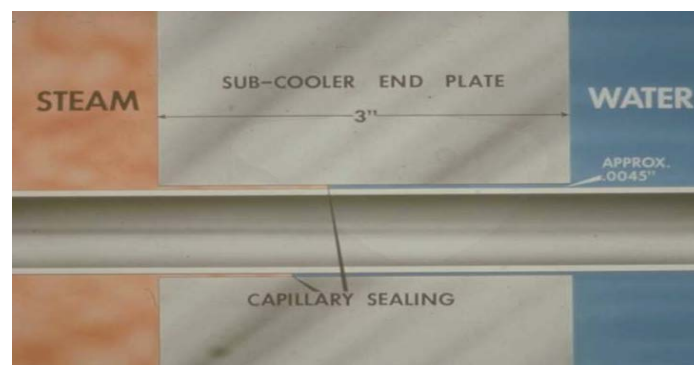


Figura 2.12: Zona subenfriamiento. Placa final de sellado.
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA.



Figura 2.13: Zona de subenfriamiento
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA.



2.4.3 ZONA DE DESRECALENTAMIENTO

La zona de desrecalentamiento, retira parte del calor sensible del vapor de extracción sobrecalentado para elevar la temperatura del agua de alimentación; está situada en el paso de salida del agua de alimentación y se encierra por medio de chapas envolventes que conforman un “cajón” de desrecalentamiento.

Las elevadas temperaturas de las extracciones de turbina con alto sobrecalentamiento, pueden justificar económicamente el uso de una zona de desrecalentamiento, que eleve la temperatura del agua de alimentación por encima de la temperatura de saturación a la presión de este punto de extracción.

El cierre de esta zona por medio de placas envolventes y placas finales, no solamente consigue el necesario grado de aislamiento del atemperador de la parte principal de la carcasa, sino también tiene el objetivo adicional de actuar como protector de la placa tubular y de la carcasa, al reducir las diferencias de temperatura y los esfuerzos térmicos asociados con ella. Al final de la zona de desrecalentamiento se utilizará una placa completa, con tolerancias de taladrado igual a la placa tubular, para evitar el contacto de vapor sobrecalentado con la placa tubular y la consiguiente erosión por velocidad y alta temperatura. Con esta chapa se crea un colchón de vapor, que actúa de resistencia térmica, evitando un gradiente térmico excesivo en la placa tubular.

Un sistema de *baffles*/placas soporte dirige el flujo del vapor sobrecalentado desde la tobera de entrada, de forma que se distribuya de manera uniforme sobre y alrededor de los tubos en U, a la apropiada velocidad lineal y másica. La existencia de estos *baffles*/placas soporte, también implica una más eficiente y eficaz transferencia de calor debido a un mayor tiempo de residencia del vapor en la zona. No se eliminará todo el sobrecalentamiento. Una cantidad suficiente del mismo debe permanecer para asegurar que el vapor que se deja en la zona es seco. Esta precaución evita daños debidos al efecto de erosión del choque de vapor húmedo y al efecto pulidor del agua cuando el vapor abandona esta zona y penetra en la sección principal o de condensación del calentador.



En el diseño de esta zona se tendrán en cuenta las velocidades del vapor en su paso longitudinal y transversal, y la pérdida de carga de la zona. Estos valores están limitados por H.E.I. Pérdida de carga máxima = 4 psi.

Se optará por distintos tipos de *baffles* y ventanas de paso para cumplir con estos valores.

En la Figura 2.14, se puede observar cómo se dirige la entrada de vapor hacia el cajón de desrecalentamiento, mediante un cilindro o camisa de acero inoxidable concéntrico a la conexión de entrada, evitando así, el contacto de este vapor sobrecalentado con la carcasa principal del equipo.



Figura 2.14: Zona de desrecalentamiento.
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA.



2.5 SISTEMA DE VENDEO

Un venteo propicio y correcto de los gases no-condensables, es una de las prioridades en el mantenimiento preventivo de los equipos y programas de operación. Debido a su importancia, para evitar posibles daños y un mantenimiento excesivo, la cantidad de gases incondensables que se debe ventear, se debe medir partiendo de una instrumentación consistente en, medidores de nivel y monitorización de la temperatura, siendo éste uno de los factores de mayor importancia para el control por parte del operador de la Planta. Si los gases no-condensables, los cuales se acumulan durante la operación del calentador, no pueden ser eliminados mediante los sistemas de venteo de la puesta en marcha y operación normal del calentador, se puede dar lugar a numerosos problemas, destacando aquellos derivados del efecto de corrosividad producido por dichos gases.

Los problemas más destacados, son:

- Corrosión y exfoliación de los tubos.
- Tensión o presión producida por la corrosión.
- Erosión / corrosión de los tubos.
- Corrosión de las placas soporte y *baffles*.
- Aceleración del proceso de degradación del calentador producido por otros efectos distintos a la corrosión.

La combinación de algunos de los problemas citados, suele ser la causa de reparaciones muy costosas, incluso sustitución completa del calentador. Para evitar que se produzcan dichos problemas se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Un diseño y modificación correcta y óptima del sistema de venteo.
- Entrenamiento del personal de mantenimiento y operación.
- Procedimientos de sonido en operación.
- Inspecciones continuas e inteligentes para estar atentos ante posibles problemas derivados del venteo.



Este sistema de proceder se basa en la realización de un mantenimiento preventivo, con el fin de que durante la operación del calentador no se lleguen a producir los errores derivados de este sistema. De cualquier forma, es habitual que el departamento de mantenimiento se ocupe de los errores derivados del sistema, y que el resto del equipo (operadores, ingenieros, especialistas en inspecciones) tenga el conocimiento suficiente y estén correctamente coordinados para prevenir los problemas en primer lugar.

2.5.1 SISTEMA DE ELIMINACIÓN DE INCONDENSABLES

Las funciones principales de un calentador, como ya se han expuesto en apartados anteriores, son:

- Aumentar la temperatura del agua de circulación hasta una temperatura próxima a la del agua en la caldera.
- Producir condensado, de forma que éste se una al agua de alimentación de caldera, aumentando el caudal de entrada a la misma.

Al igual que ocurre en los condensadores de vapor, cuando se produce el condensado en un calentador, es imposible separar el vapor del aire ocluido en el agua, por lo tanto siempre existe (por mínimo que sea) mezclas de estas tres fases, las cuales es necesario separar para que no haya problemas posteriores. Por tanto, es necesario tener en cuenta la presencia de incondensables y la necesidad de eliminarlos.

Los sistemas de eliminación de aire tienen por objeto, extraer de una forma continua la mezcla de aire y vapor no condensado, los cuales, debido a un efecto de diferencia de densidades ocupan las partes más altas del calentador. Normalmente, se utiliza una bomba de vacío aunque también en pequeñas potencias se utiliza la bomba de chorro de vapor, denominadas eyectores (también es posible configurar un sistema de eliminación de incondensables mixto, es decir, compuesto por bombas de vacío y eyectores). El eyector, es en realidad, un compresor de aire que utiliza el vapor para producir vacío, aspirar el aire y descargar la mezcla de aire y vapor, los gases no



condensables entran por el conducto de la boca del eyector y son comprimidos y arrastrados fuera del equipo.

En los calentadores se utiliza una tubería perforada de acero inoxidable, diseñada para eliminar el 0,5% del caudal de entrada de vapor. Esta tubería se conecta a un recipiente a menor presión, el desgasificador en los calentadores de alta presión, y el condensador, en los calentadores de baja presión. Mediante este sistema de venteo continuo, eliminamos todo resto de incondensables (O_2) capaz de producir gravísimos problemas de corrosión.

Es preciso decir que el problema de los incondensables afecta en mayor medida al condensador de vapor y no tanto a los calentadores, con lo que no es muy usual ver un sistema de bombas de vacío o eyectores diseñado para eliminar los incondensables del calentador, pero si es necesario configurarlos para eliminarlos en el condensador

2.6 VÁLVULA DE SEGURIDAD

El tipo de válvula más adecuada se elige en función de la misión que va a desempeñar, así como de las características del fluido a controlar. Los factores que intervienen en la elección de una válvula son:

- Tipo de fluido: La elección del material de una válvula viene dado por las características del fluido, ya que si este es corrosivo, podría provocar el ataque corrosivo y dañar el material de la válvula. Si el fluido que circula es del tipo gas explosivo, las características de las válvulas tienen que tender a evitar en lo posible la fuga de dicho gas.
- Su utilización: El tipo de válvula se elegirá según el tipo de función que deba desempeñar. Por ejemplo: regular caudal, derivar circulación, controlar sentido del flujo, reducir presión, etc.
- Presión: Las características mecánicas de las válvulas tienen que estar en relación con la presión máxima que pueden soportar los circuitos.



- Temperatura: En diversos tipos de válvulas hay elementos de cierre y estanqueidad que al ser de materiales tipo caucho, teflon, bronce, etc... tienen limitada su utilidad en razón de la temperatura del fluido que circula por ellas.
- Tamaño: El tamaño de las válvulas tiene que ir en relación con el de la tubería, ya que si no, se pueden producir sobrepresiones, laminaciones o depresiones, dentro del circuito, que influyen en el rendimiento de la instalación.
- Pérdida de carga: Según la forma física interna de la válvula se originan unas pérdidas de carga en los circuitos que influyen en el rendimiento de la instalación. Se llama pérdida de carga a la energía que pierde un fluido al atravesar una válvula, u otro elemento mecánico intercalado en una conducción, y que depende de la longitud, diámetro, velocidad o caudal del fluido y de un coeficiente de fricción o de rozamiento que depende del material y de la fabricación o forma del conducto.

A continuación se enumeran los materiales de las diferentes partes de una válvula.

- Cuerpo: Fundición, acero forjado o bronce.
- Vástago o husillo: Acero estampado o bronce.
- Obturador: Acero, bronce, neopreno, plástico, teflón, etc.

Según las características del fluido y sus parámetros físicos de presión y temperatura, así será la elección de los materiales de dichas válvulas.

Las válvulas de seguridad de los equipos controlan la presión del fluido de un recipiente o tubería, expulsando parte del fluido.

Sus características principales son:

- Tienen funcionamiento automático.
- Son direccionales.
- No necesitan prensaestopas.



Los principales tipos son:

- Válvula de Seguridad.
- Válvula Reductora.

Las válvulas de seguridad forman parte del grupo de las válvulas de descarga. Su misión es controlar la presión de un fluido en un recipiente o tubería, expulsando en caso de sobrepresión parte del fluido al exterior o a otro recipiente, a fin de no sobrepasar los límites de presión de diseño de dicho recipiente o tubería. El aspecto exterior es el de la Figura 2.15, pudiendo llevar o no horquilla de accionamiento manual.

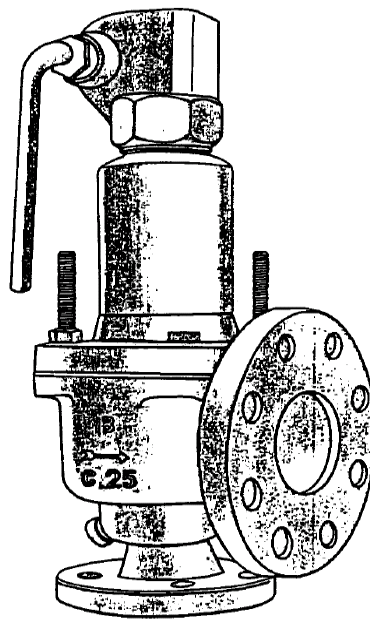


Figura 2.15: Válvula de seguridad

Fuente: Manual de Operación y Mantenimiento. Feedwater Heaters. FWESA.

Su funcionamiento es automático y son válvulas direccionales. Según vemos en la Figura 2.16, la presión del fluido actúa por la parte inferior del obturador tendiendo a levantarlo, y es contrarrestada por la fuerza ejercida por el resorte, que es regulable.

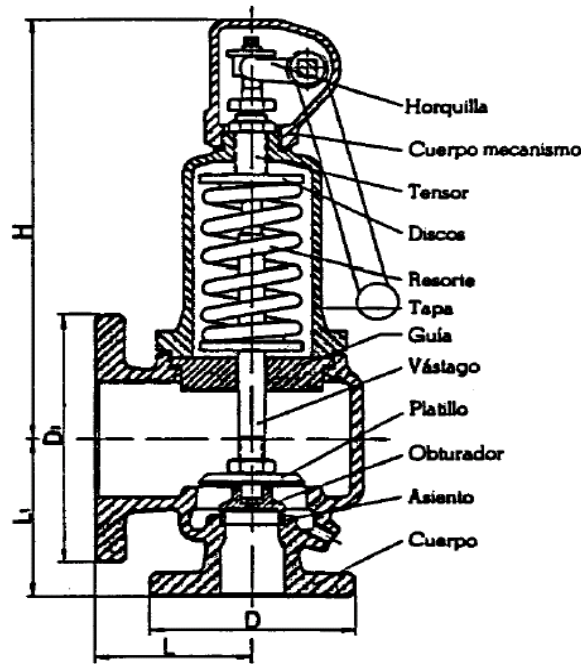


Figura 2-16: Componentes de una válvula de seguridad

Fuente: Manual de Operación y Mantenimiento. Feedwater Heaters. FWESA.

Cuando la presión del fluido es mayor que la del resorte, el resorte cede, permitiendo la salida de parte del fluido y por lo tanto bajando la presión del mismo. Cuando la pérdida de presión es mayor que la fuerza ejercida por el resorte, este actúa, cerrando el obturador sobre el asiento, haciendo estanco el circuito a la presión de timbre del resorte.

Generalmente este tipo de válvulas no necesita prensaestopa de estanqueidad, porque descarga a un recipiente de presión inferior o a la atmósfera, aunque llevan un casquillo de guía del vástago.

Estas válvulas se diseñarán balanceadas si la contrapresión existente supera el 10 % de la presión de disparo. Este diseño consiste en la inclusión de un resorte adicional que contrarrestará esta sobrepresión.

Una válvula en posición cerrada en un circuito en que debería estar en posición abierta, puede originar sobrepresiones en las líneas y en las bombas, lo cual puede



degenerar en que accidentes o averías, muchas veces capaces de paralizar las instalaciones, con el consiguiente coste económico que eso supone.

El olvido de una válvula en posición abierta, puede dar lugar a pérdidas en el rendimiento; por ejemplo, un drenaje o un venteo abierto en una caldera, o bien a desastres ecológicos, como las consecuencias que podría acarrear una válvula de purga de ácido a ríos, pantanos, etc.

A continuación se expone un cuadro recordatorio de las clases y tipos de válvulas más comunes así como su utilización, accionamiento, posibilidad de actuar en posiciones intermedias del obturador, y otras características de interés para el personal que tiene que operar con ellas.

Tabla 2.1: Cuadro comparativo de válvulas

CLASE	TIPO	UTILIZACIÓN	ACCIONAMIENTO	POS. INTER	
PASO	ASIENTO	CAUDAL	MANUAL	SI	Es direccional
	AGUA		AUTOMÁTICO		Es direccional presiones equilibradas
	MEMBRANA				No necesita prensaestopas No es direccional
	FLOTADOR				Es direccional No necesita prensaestopas
CIERRE	COMPUERTA	CIRCULACIÓN	MANUAL	NO	Necesita prensaestopas
	ROTATIVA				Cierre rápido No necesita prensaestopas
	MARIPOSA				Necesita prensaestopas Conducciones grandes
RETENCIÓN	PISTON	SENTIDO	AUTOMÁTICO	*	Instalación:asiento horizon
	CLAPETA				Instalación: asiento horiz. Vertical o inclinada
	BOLA				Instalación: asiento horiz.
DERIVACIÓN	3 PASOS	DIRECCIÓN	MANUAL	*	No necesita prensaestopas
	4 PASOS				No necesita prensaestopas
DESCARGA	SEGURIDAD	PRESIÓN	AUTOMÁTICO	*	Es direccional No necesita prensaestopas
	REDUCTORA				Es direccional No necesita prensaestopas

Fuente: Asinel



2.7 MANTENIMIENTO

2.7.1 TRATAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN

Puesto que la calidad y tratamiento del agua de alimentación y el mantenimiento de las condiciones del agua de la caldera están fuera del control del diseñador del calentador de agua de alimentación, éste no puede ser responsable de los posibles daños que resulten de una rotura frágil, corrosión, formación de espumas, incrustaciones u otros depósitos en las superficies internas de las partes a presión, por un tratamiento incorrecto del agua de la caldera.

Las instrucciones para el tratamiento del agua de alimentación, dada su importancia dentro del correcto funcionamiento de la instalación, deben ser confiados a personal cualificado o firmas especializadas con la suficiente experiencia, para garantizar el buen estado de las superficies en contacto con el agua/vapor del generador y la prevención de arrastres en el vapor derivados de unas malas condiciones del agua en la caldera.

Las siguientes observaciones deben considerarse únicamente como guía. Los límites recomendados corresponden a valores aceptados, dictados por años de experiencia y están sujetos a los cambios derivados de nuevos productos químicos y desarrollo de nueva tecnología.

Cuando la presión de operación sea de 31 kg./cm² o inferior, la concentración de oxígeno en el agua de alimentación debe ser limitada a 0,03 miligramo por litro. Es recomendable que la dureza del agua de alimentación sea de 0 a 1 ppm para limitar la formación de lodos en la caldera. Incluso cuando la dureza en el agua de alimentación se reduce a cero, debe mantenerse un exceso de desincrustante en la caldera para prevenir la formación de incrustaciones.

El valor del pH del agua de alimentación deberá mantenerse entre 8 y 9, y el del agua en la caldera entre 8,5 y 9,5 La concentración total de materias grasas o sustancias que sean extraíbles por éter o cloroformo no debe exceder de 7 ppm.



En la Tabla 2.2, podemos observar los valores límites recomendados para el total de sólidos disueltos, alcalinidad total y sólidos en suspensión en función de la presión correspondiente.

Tabla 2.2: Valores límites recomendados en la composición del agua

Kg/cm ²	SÓLIDOS DISUELTOS PPM	ALCALINIDAD TOTAL PPM	SÓLIDOS SUSPENSIÓN PPM
0-20	3500	700	15
0-30	3000	600	10
30-40	2500	500	8
40-50	2000	400	6
50-65	1500	300	4
65-70	1250	250	2
70-125	100	100	1
125-166	50	40	Ausencia
166 ó 180	25	10	Ausencia

Fuente: Manual FOSTER WHEELER de tratamiento de aguas (2 000)

Los análisis de los elementos en el agua de alimentación o de la caldera deben ser realizados según los métodos estándar indicados en el Manual de ASTM o como recomiende el personal químico de la instalación.

El depósito de lodos en las superficies internas de los tubos dificulta la transferencia de calor, y podrían llegar a ser causa de sobrecalentamiento del material. Pueden aparecer corrosiones en el metal de los tubos o la formación de incrustaciones sobre las paredes internas de los mismos, debido a una alta concentración en el agua de alimentación de óxidos de metal sobre las superficies de contacto. Siempre que sea posible debe inspeccionarse el interior de las partes a presión, mediante las conexiones de inspección de los equipos, y si se aprecian depósitos excesivos sobre las paredes de los tubos, debe verificarse un análisis de dichos depósitos bajo las indicaciones del personal competente al respecto. Del resultado de los mismos puede sugerirse un cambio en el tratamiento del agua, con el fin de conseguir que los lodos sean menos adherentes.

Generalmente, una caldera debe estar tratada para la prevención de corrosión, formación de incrustaciones y espumas que favorecen el arrastre de agua en el vapor. Los productos



químicos necesarios para el tratamiento del agua de la caldera deben ser añadidos de forma continuada, mejor que intermitente, ya que ésta puede producir concentraciones variables, pérdida de productos químicos e incluso un arrastre de alguno de los elementos utilizados para el tratamiento de agua.

Cuando los productos químicos del tratamiento del agua se añaden directamente a la caldera, se debe usar la conexión prevista en el calderín para este fin.

La corrosión de la caldera puede ser debida principalmente a dos fenómenos: corrosión por oxígeno y corrosión por niveles impropios del pH.

Para evitar la corrosión producida por el oxígeno libre es habitual utilizar un desgasificador capaz de conseguir unos niveles de oxígeno de 0,03 mg/litro. Cuando se emplea un producto químico para eliminar el oxígeno, éste puede inyectarse directamente a la caldera o en la aspiración de la bomba de agua de alimentación. El inyectarlo antes de la caldera permite la protección del economizador, e incluso la de la propia caldera, por el tiempo que necesita para reaccionar. La concentración de este producto en el agua de la caldera no debe ser superior de 8-10 p.p.m., siendo 5 p.p.m. el valor más recomendado.

Para prevenir la corrosión en la caldera y conservar una protección estable, el pH del agua de la caldera debe mantenerse entre 8,5 y 9,5. Esto se consigue añadiendo al agua compuestos químicos alcalinos. Independientemente del producto utilizado debe ser alimentado de forma continua. El producto químico se puede añadir directamente a la caldera, o en la aspiración de la bomba de agua de alimentación. La adición de este producto antes de la caldera reduce la formación de óxidos en el sistema de tuberías previo a la caldera y protege al economizador.

La prueba hidrostática del calentador, se debe realizar con un pH cercano a 9, por todos los motivos antes mencionados.

Cuando se usa fosfato para el control de la alcalinidad (Método de control coordinado del pH mediante fosfato), se requiere una gran concentración de fosfato para obtener valores de pH como los indicados anteriormente, y esto es un inconveniente a altas



presiones, debido a los límites de solubilidad de este producto. Este método no puede aplicarse a calderas que tengan un alto caudal de agua de aportación, cuando su alcalinidad natural es alta.

2.7.2 LIMPIEZA DE LOS TUBOS

La limpieza de los tubos del calentador es una de las actividades más importantes a realizar, de manera que se convierte en un método de mantenimiento preventivo.

En el transcurso de la vida de operación del calentador, en el interior de los tubos del mismo, se irán formando capas de óxidos, principalmente Dióxido de Manganeso, que dificultarán la transferencia de calor de la fase vapor a la fase líquida del agua de alimentación. Esta deficiencia en la transferencia de calor puede producir dos efectos negativos:

1. Disminución del rendimiento del calentador de agua de alimentación. Para mantener la temperatura del agua de alimentación a caldera a la salida del calentador, habiendo una deficiencia en la transferencia de calor, es necesario aumentar el caudal de vapor con lo que disminuiríamos el rendimiento del condensador haciendo que el rendimiento general del ciclo disminuya. A su vez, la capa de óxidos acumulada en el interior del tubo, produce una disminución del diámetro interior del mismo, causando así una mayor pérdida de carga. Para solventar este aumento de la pérdida de carga, habría que actuar sobre la bomba de circulación aumentando así el consumo de auxiliares y disminuyendo más aún el rendimiento del ciclo.
2. Posibilidad de ruptura por fluencia de los tubos del calentador. Una deficiencia en la transferencia de calor implica un aumento de las temperaturas de metal de los tubos que componen el calentador. Este aumento de temperatura en estos tubos, produce a su vez, un incremento en las tensiones de trabajo a las que el metal es sometido, pudiendo así superar los límites de tensión admisible o los límites de ruptura.



La formación de la capa de óxidos en la parte interna del tubo, además de dificultar la transferencia de calor, produce un efecto de corrosión en el contacto del tubo con la capa de óxido, produciendo picaduras que aumentan la fricción (rugosidad) del tubo, con el consecuente aumento de pérdida de carga.

Para la operación del calentador con algún tubo sucio, dañado u obstruido, se opta por operar sin ese tubo, taponando los tubos que se quieran inutilizar en la operación. El margen de superficie extra considerado en diseño, permite solventar este tipo de eventualidades.

Para la limpiar los tubos, se emplean unos limpiadores que son introducidos en el tubo y arrastran las impurezas de óxidos depositados en el interior estos.

Los limpiadores de tubos, como el representado en la Figura 2.17, son accionados por muelles para eliminar efectivamente todos los depósitos. Para desplazar los limpiadores a lo largo de los tubos, se emplean unas pistolas de agua a presión de 21 bares que desplazan el limpiador de manera que, son disipados todos los depósitos siendo estos suaves o duros.

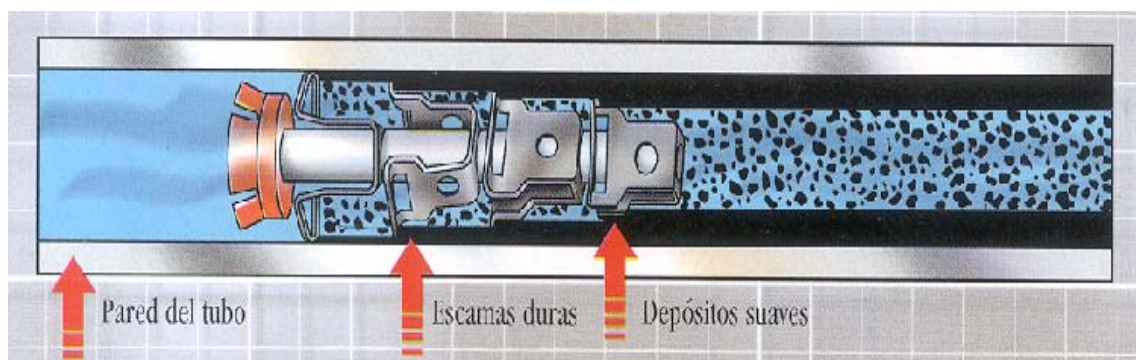


Figura 2.17: Limpiador de un tubo de acero al carbono
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA



Según el diámetro interior del tubo, al igual que la calidad del mismo, se emplearán distintos limpiadores. Para los tubos de acero inoxidable empleados en este proyecto, se aplicarán unos limpiadores de acero inoxidable de 0,5 pulgadas (12,7 milímetros).

3. METODOLOGÍA DE DISEÑO DE UN CALENTADOR



En este tema se describirán las condiciones en las que el calentador debe operar.

Se desarrollarán todas las ecuaciones de cálculo necesarias para el diseño térmico y mecánico.

Teniendo en cuenta los requisitos de operación y diseño, se estudiarán dos alternativas de diseño, utilizando tubos en acero al carbono SA-556 C2 y en acero inoxidable SA-688 tp 304. Se variaran distintos parámetros de diseño, diámetro de tubo, velocidad del agua de alimentación, orientación de los tubos, para alcanzar el calentador con un diseño óptimo.

Se seleccionará la opción más económica, analizando ventajas e inconvenientes de las distintas soluciones de diseño.

In this chapter we will describe the conditions when the heater should work.

All necessary calculation equations for the thermal and mechanical design are developed.

Bearing in mind the operation and design requirements, two design alternatives will be studied, using carbon steel SA-556 C2 and stainless steel SA-688 tp 304 tubes. Different design parameters, tube diameter, feeding water speed, tube orientation will be varied to get the heater with an optimum design.

The more economical option will be chosen, analyzing advantages and disadvantages of the different design solutions.



3.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN Y DISEÑO

El objetivo de este proyecto es cubrir el diseño, ingeniería, construcción, fabricación y mantenimiento de un calentador vertical de alta presión, diseñado para una central térmica de vapor de 50 MWe en Atherinolakkos, Grecia.

El ciclo térmico corresponde a un ciclo regenerativo de Rankine, con una turbina con cuatro extracciones del cuerpo de alta presión, y una del de baja presión.

El agua entra al economizador aproximadamente a 240°C y 120 bar(a).

La presión de la primera extracción se realiza en las siguientes condiciones: 34 bar(a) y 390°C

El calentador objeto de este proyecto, es el primer calentador de alta presión, después de la salida del desgasificador. Posteriormente a este calentador, se encuentra el último calentador de alta presión, antes de la entrada del agua de alimentación al economizador.

En la Figura 3.1 se puede ver el esquema de la planta. El calentador del proyecto sería el equipo HPH1 que aparece en el P&I.

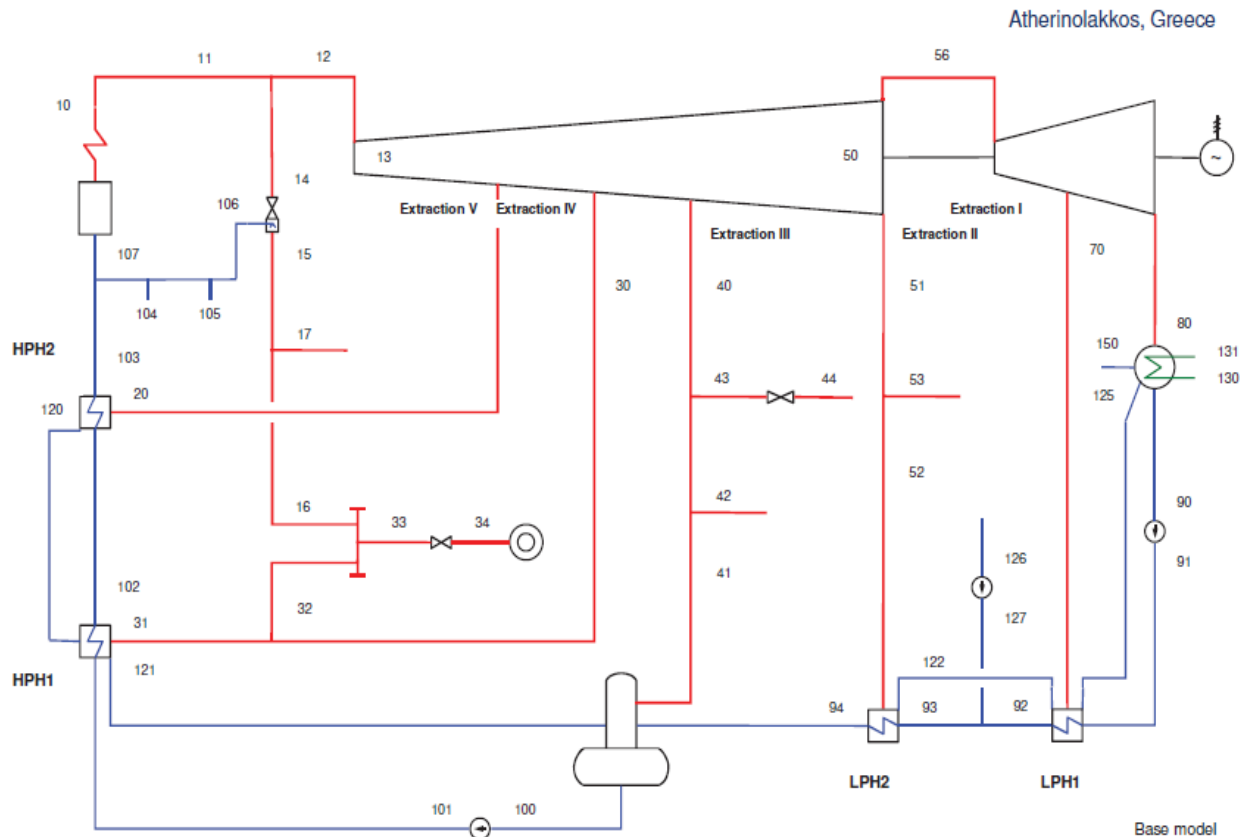


Figura 3.1: P&I de la Central Térmica de Vapor.
Fuente: 2467-ET-024-1 Rev.A Calentadores Agua Alimentación

Cuando se diseña una planta de este tipo, la empresa de ingeniería encargada de su construcción, debe mandar documentos formales a las empresas de ingeniería destinadas a la fabricación y diseño de los equipos, en forma de especificación técnica.

El objetivo fundamental de ésta especificación es la realización de una oferta tanto, técnica como comercial, para posteriormente negociar principalmente los precios, plazos de ejecución del proyecto, factores de índole comercial y temas técnicos.

En ésta especificación vienen detalladas todas las características del equipo, las condiciones y exigencias de diseño, operación y mantenimiento, que el equipo en cuestión debe cumplir.



En las siguientes tablas se resumen los requisitos técnicos de diseño y operación, con los que se ha diseñado el calentador. Toda esta información se ha obtenido de un ciclo térmico de vapor, para producción de 50MW, tomando gastos máscicos, en el agua de alimentación a caldera y extracción de vapor, en el orden de magnitud correspondiente a esta producción de potencia.

El salto térmico en el equipo, también es típico para este tipo de plantas con cuatro extracciones para los calentadores de agua de alimentación.

3.1.1 DATOS DE DISEÑO

Tabla 3.1: Datos de diseño

TIPO DE CALENTADOR	VERTICAL
LADO TUBOS	
PRESIÓN DISEÑO	175 bar(g)
TEMPERATURA DISEÑO	235 °C
MATERIAL TUBOS	SA-688 TP 304 ó SA-556 C2
LADO CARCASA	
PRESIÓN DISEÑO	19 bar(g)
TEMPERATURA DISEÑO	215 °C / 315 °C * Nota:1
EQUIPO (CARCASA / TUBOS)	
TEMPERATURA MÍN. METAL	5 °C
DCA MÍNIMO	5,0 °C
TTD MÍNIMO	0,5 °C

***Nota 1:** Se tendrán en cuenta dos temperaturas de diseño si hubiere zona de desrecalentamiento, 215 °C para la zona de condensación y 325 ° C para la zona de desrecalentamiento. Si no es necesaria zona de desrecalentamiento se debe usar la más restrictiva.



3.1.2 DATOS DE OPERACIÓN

Tabla 3.2: Datos de operación.

LADO CARCASA	
<u>GASTO MÁSSICO ENTRADA VAPOR</u>	11.509,2 Kg/ h
TEMPERATURA OPERACIÓN	299,5 °C
PRESIÓN OPERACIÓN	17,91 bar.
ENTALPÍA ENTRADA	3029,8 kJ/kg
<u>GASTO MÁSSICO SALIDA DRENAJES</u>	24.055,2 Kg/ h
TEMPERATURA OPERACIÓN	177,79 °C
ENTALPÍA	753,8 kJ/kg
<u>GASTO MÁSSICO ENTRADA DRENAJES</u>	12.546 Kg/ h
TEMPERATURA OPERACIÓN	212,8 °C
ENTALPÍA	911 kJ/kg
LADO TUBOS	
GASTO MÁSSICO AGUA ALIMENTACIÓN	183.240 Kg/ h
TEMPERATURA ENTRADA	169,8 °C
ENTALPÍA ENTRADA	724,5 kJ/kg
TEMPERATURA SALIDA	204,8 °C
PRESIÓN OPERACIÓN	120,5 bar.
MÁXIMA PÉRDIDA DE CARGA	0,5 bar.
MÁXIMA VELOCIDAD (SA-688 TP.304)	2,59 m/s
MÁXIMA VELOCIDAD (SA-556 C2)	2,07 m/s

3.1.3 REQUISITOS CONSTRUCTIVOS

Las tolerancias estándar para las conexiones y localización de los soportes y proyecciones, vienen representadas en las figura 3-15, (las dimensiones entre paréntesis vienen dadas en milímetros):

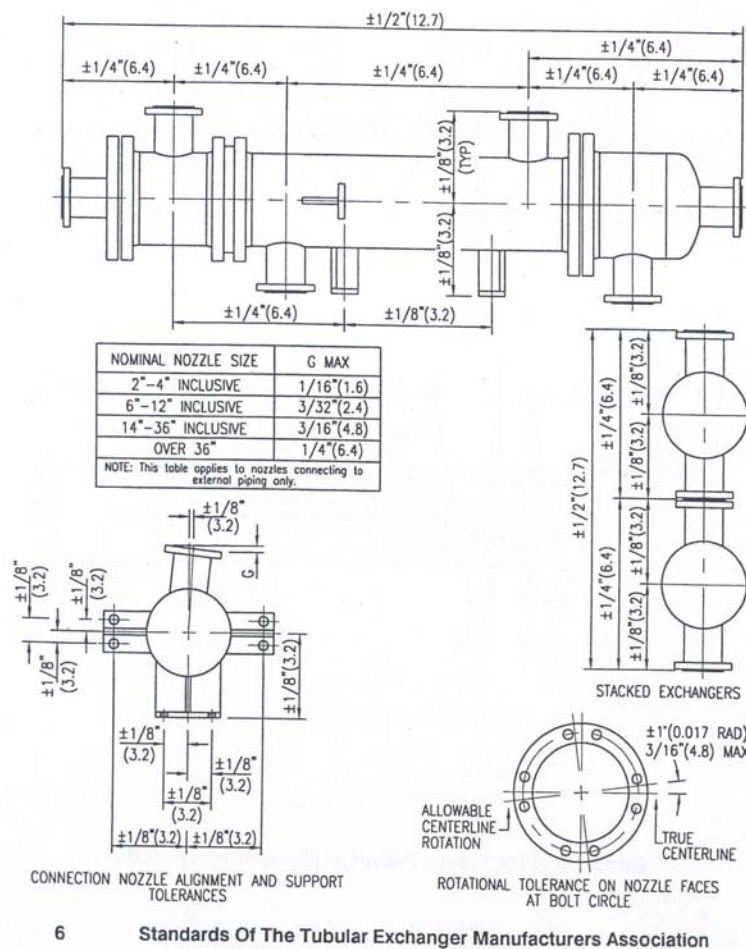


Figura 3.2: Tolerancias sobre conexiones, localización de soportes y apoyos
Fuente: Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association
(TEMA)

Estas tolerancias admisibles para las juntas y otros elementos de unión, nos proporcionan los milímetros que se pueden desviar las dimensiones de estos elementos una vez fabricados respecto a los valores de tolerancia estandarizada.



Todas estas figuras representan las tolerancias en cuanto a la construcción o fabricación del calentador en sí, pero a la hora de hacer el cálculo, también hay que tener en cuenta las tolerancias de las soldaduras, que unen las distintas partes del cuerpo y las conexiones con el cuerpo.

En cuanto al cuerpo del calentador y los tubos de intercambio de calor:

- ❑ El diámetro interior no puede ser mayor de 2.540 mm (100 pulgadas).
- ❑ El producto del diámetro nominal (en mm) y la presión de diseño (que se toma un valor general de 100.000, en kPa) no puede exceder de $17,5 \cdot 10^6$.
- ❑ La presión de diseño no puede exceder de 3.000 psi (20.684 kPa).

Antes del envío del calentador a la central, se le deberán montar ganchos para la sujeción del calorifugado, se limpiará cuidadosamente quitándole todo objeto, resto de materiales, resto de electrodos, escorias, trapos, etc. Igual atención se tendrá durante la fabricación, para que cualquier parte, antes de ser cerrada, quede totalmente limpia y exenta de restos.

Para su envío, el calentador será preparado en su exterior con chorro de arena y pintura protectora resistente al calor. El envío se realizará con todas las tubuladuras tapadas y estancas, rellenándose con nitrógeno, debiendo disponerse las interconexiones necesarias para poder mantener la presión de nitrógeno con un pulmón adecuado, que restituya las pérdidas por posibles pequeñas fugas en las tapas de las tubuladuras.

3.2 BALANCE TÉRMICO

Antes de comenzar a diseñar y efectuar todos los cálculos relativos a la construcción del calentador, es necesario implementar (por medio de una hoja de cálculo o cualquier otro procedimiento) una situación del balance térmico y de materia del



equipo objeto de estudio, es decir, verificar, comprobar y demostrar que los datos del balance de la planta suministrados no son erróneos. El balance se refiere a características de caudal, temperatura, presión y entalpía de todas las entradas y salidas tanto del vapor como del agua, al equipo concreto.

Para realizar una correcta comprobación del balance (punto inicial del diseño de cualquier aparato o equipo industrial), es necesario saber de antemano la situación del calentador dentro de la planta en cuestión, sus funciones y características o requisitos requeridos por especificación de diseño.

El calentador se analizará como un sistema adiabático, con pérdidas de calor despreciables al ambiente, ya que se recubrirá con el aislamiento necesario para ello.

El diseño se basa en la capacidad de calentar un flujo o caudal de agua dado en términos de TTD (diferencia entre la temperatura de saturación correspondiente a la entrada de vapor y la temperatura de salida del agua de circulación), éste valor puede ser tanto positivo como negativo, ó DCA (diferencia de temperatura entre la salida de drenajes del lado vapor y la entrada del agua de circulación en el lado agua). Estas variables están definidas en el Apartado 2.3.2. del presente proyecto.

Los datos mínimos requeridos para tener una completa información sobre el balance (entradas-salidas) del calentador y características constructivas, son:

a) Lado tubos (Lado agua):

- Caudal de agua de alimentación.
- TTD agua de alimentación.
- Temperatura de entrada del agua de alimentación.
- Entalpía de entrada del agua de alimentación.
- Temperatura salida del agua de circulación.
- Entalpía de salida del agua de circulación.
- Velocidad del agua de circulación.
- Velocidad máxima.
- Pérdidas de presión del agua.



- Pérdida de presión máxima.
- Tamaño de conexiones de entrada y salida de agua.
- Presión de operación.
- Presión de diseño.
- Temperatura de diseño.
- Mínima temperatura de diseño del metal.

b) Material de los tubos.

c) Lado del cuerpo (Lado vapor).

- Caudal de extracción de vapor.
- Presión de vapor.
- Temperatura total del vapor.
- Entalpía total de vapor.
- Temperatura de saturación de vapor.
- Otros caudales de vapor.
 - Caudal.
 - Presión.
 - Temperatura total.
 - Entalpía total.
- Drenajes de entrada.
 - Caudal.
 - Temperatura.
 - Entalpía.

Si hay más de un drenaje de entrada de vapor, habrá que realizar el balance sobre cada uno de los drenajes de entrada.

- Drenajes de salida.
 - Caudal
 - Temperatura.
 - Entalpía.



- Temperatura de los drenajes de subenfriamiento.
- Pérdidas presión.
 - Zona de Subenfriamiento (máxima).
- Presión de diseño.
- Temperatura de diseño.
- Mínima temperatura de diseño del metal.

En éste apartado se van a realizar los pasos enumerados en el párrafo anterior, es decir, explicación del propio balance y comprobación de los datos.

Los calentadores de alta presión se diseñan en una condición única de diseño, la cual se denomina “condición garantizada de punto de diseño”. En este punto de diseño se garantizarán las diferencias de temperaturas TTD y DCA. Esta condición garantizada de funcionamiento del calentador, no exime tener en cuenta en el diseño cualquier condición adicional, si aplica, como casos de bajas cargas, 75%, 50%, o modos bypass. En el caso de estudio se tendrá en cuenta el modo a carga 100%.

El comportamiento del calentador viene dado en términos de TTD (diferencia terminal o final de temperatura) y DCA (*drain cooling approach*) para medir la capacidad del equipo para calentar un flujo o caudal de agua, según los requerimientos especificados de inicio.

De modo muy básico y sólo con el fin de conseguir un entendimiento fácil, el balance másico se puede esquematizar de la siguiente manera (Figura 3.3):

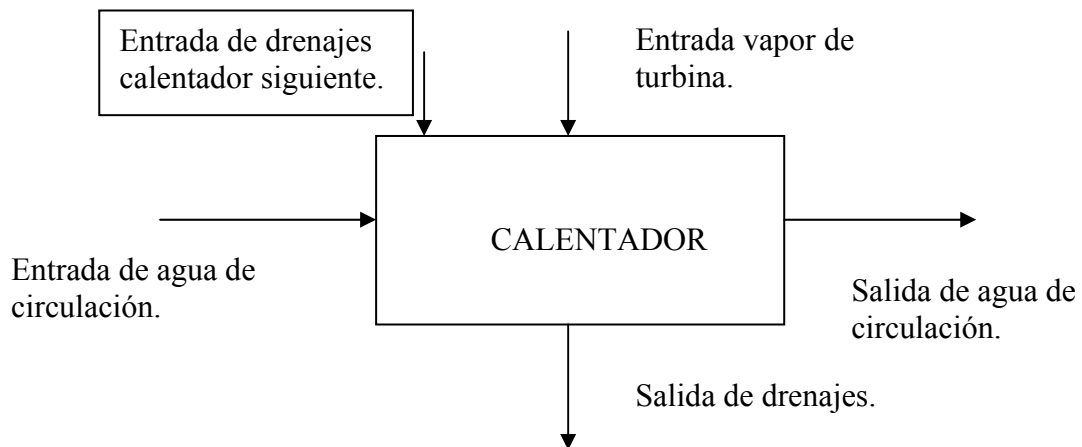


Figura 3.3: Diagrama entrada-salida flujos al calentador
Fuente: Elaboración propia.

Lógicamente estos no son todos los caudales entrantes y salientes al calentador (tanto agua como vapor). Teniendo en cuenta el calentador objeto del proyecto, los flujos entrantes y salientes los podemos clasificar en:

- Caudales entrantes:

- Vapor:

- Flujo de vapor procedente de turbina (etapa de alta presión)

- Agua:

- Caudal de agua de alimentación.
 - Caudal de drenajes procedentes del siguiente calentador (efecto cascada).

- Caudales salientes:

- Vapor: No existen, ya que todos los drenajes de salida del calentador son en forma de agua o condensado, hacia el desgasificador.



□ Agua:

- Salida de drenajes. Condensado con destino al desgasificador.
- Agua de circulación, con destino al último calentador, antes de entrar al economizador de la caldera.

A continuación, se muestra en la Figura 3.4 un croquis con las variables térmicas fundamentales, TTD y DCA, referenciadas a las temperaturas en las entradas/salidas de fluido del calentador.

Denominando:

- T1 = Temperatura de entrada del agua de circulación.
- T2 = Temperatura de salida del agua de circulación.
- Td = Temperatura de salida de drenaje.
- Ts = Temperatura de saturación, correspondiente a la presión de entrada del vapor de turbina.

Los puntos críticos y fundamentales, para comprobar el funcionamiento del equipo, como hemos dicho anteriormente, el DSA (DCA) y TTD, donde:

$$\text{DSA (DCA)} = T_d - T_1 \quad (16)$$

$$\text{TTD} = T_s - T_2 \quad (17)$$

Los valores típicos de diseño para el DSA (DCA) y el TTD, según el código H.E.I. vienen reflejados en la Figura 3.4:

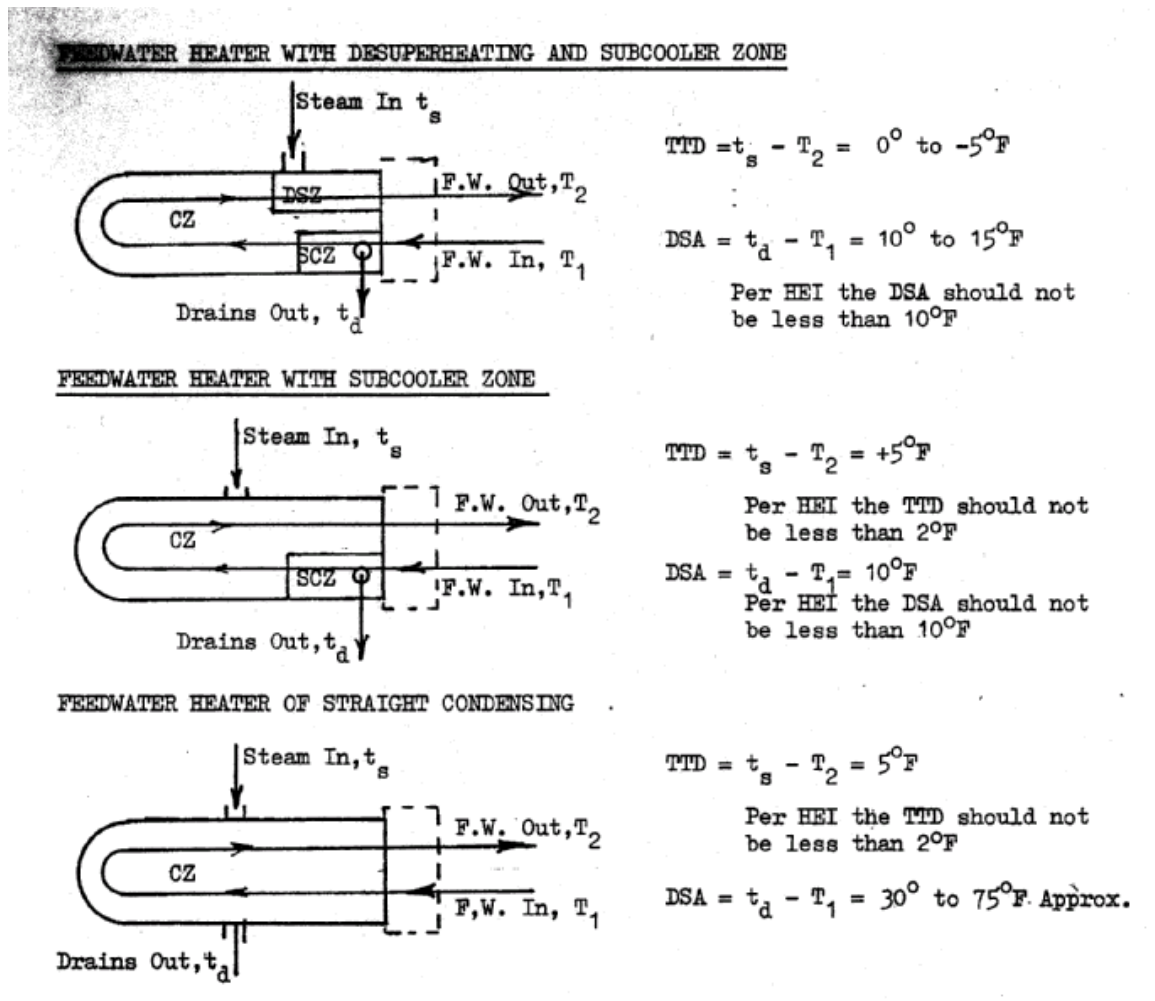


Figura 3.4: Valores típicos de diseño de DSA(DCA) y TTD
Fuente: Manual de Feedwater Heaters. FWESA

Particularizando para el calentador y teniendo en cuenta los datos de operación y diseño (Apartado 3.1.), el balance resultante, es:



Tabla 3.3: Balance energético.

			CALENTADOR	ALTA PRESIÓN
1- Transferencia de calor (Duty)	kJ/h	Btu/h		0
2- Diferencias				
Lado vapor				
Dif. flujo(salida-entrada)	kg/h	lb/h	0,00	0,00
Dif. Temp.(salida-entrada)	°C	°F	-121,72	-219,10
Dif. presión(salida-entrada)	atm	psi	0,00	0,00
Dif. entalpia(salida-entrada)	kJ/kg	Btu/lb	-1.170,94	
Dif. flujo(salida-entrada)	kJ/h	Btu/h	-28.167.170,40	
Lado agua				
Dif. flujo(salida-entrada)	kg/h	lb/h	0,00	0,00
Dif. Temp.(salida-entrada)	°C	°F	35,00	63,00
Dif. presión(salida-entrada)	bar	psi	-0,50	-7,2519
Dif. entalpia(salida-entrada)	kJ/kg	Btu/lb	153,63	
Duty Heat(out-inlet)	kJ/h	Btu/h	28.150.807,63	
Duty Heat diff(agua-vapor)	kJ/h	Btu/h	-16.362,77	-0,06%
3- Vapor extracción turbina				
Flujo	Kg/h	lb/h	11.509,20	25.373,44
Presión	bar	psi	17,91	259,80
Presión de diseño	barg	psig	19,00	275,57
Presión hidrostática	barg	psig	28,50	413,36
Max. pérdida de presión	bar	psi		0,00
Temperatura de entrada	°C	°F	299,51	571,12
Temperatura de saturación	°C	°F	206,87	404,37
Temperatura de diseño	°C	°F	325,00	617,00
Entalpia Sat.			2.794,71	1.201,51
Entalpia	kJ/kg	Btu/lb	3.029,80	1.302,58
Calor total	kJ/h	Btu/h	34.870.574,16	33.050.927,18
4- Drenaje principal de entrada				
Flujo	Kg/h	lb/h	12.546,00	27.659,20
Presión	bara	psia	34,46	499,80
Temperatura	°C	°F	212,80	415,04
Entalpia	kJ/kg	Btu/lb	911,00	391,66
Calor total	kJ/h	Btu/h	11.429.406,00	10.832.986,68
5-Otro drenaje de entrada				
Flujo	Kg/h	lb/h	0,00	0,00
Presión	bara	psia	0,00	0,00
Temperatura	°C	°F	0,00	32,00
Entalpia	kJ/kg	Btu/lb	0,00	0,00
Calor total	kJ/h	Btu/h	0,00	0,00
6- Salida de drenaje de agua				
Flujo	Kg/h	lb/h	24.055,20	53.032,64
Presión	bara	psia	17,91	259,81
Temperatura	°C	°F	177,79	352,03
Entalpia	kJ/kg	Btu/lb	753,80	324,08
Calor total	kJ/h	Btu/h	18.132.809,76	17.186.587,53
12- Entrada agua de alimentación				



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Flujo	Kg/h	lb/h	183.240,00	403.975,05
Presión	bara	psia	120,50	1.747,70
Presión de diseño	barg	psia	175,00	2.538,16
Presión hidrostática	barg	psia	262,50	3.810
Temperatura	°C	°F	169,80	337,64
Temperatura de diseño	°C	°F	235,00	455,00
Entalpia	kJ/kg	Btu/lb	724,54	311,49
Calor total	kJ/h	Btu/h	132.764.133,95	125.836.119,12
12-Salida agua de alimentación				
Flujo	Kg/h	lb/h	183.240,00	403.975,05
Presión	bara	psia	120,00	1.740,45
Temperatura	°C	°F	204,800	400,64
Entalpia	kJ/kg	Btu/lb	878,16	377,54
Calor total	kJ/h	Btu/h	160.914.941,57	152.517.936,53
Presión hidrostática	bara	psia		0,00
Peso específico	kg/m ³		867,03	
Velocidad de agua de diseño	m/s	ft/s		0,00
Velocidad máxima de agua	m/s	ft/s	3,05	10,01
Maxima perdida de presion	bar	psi	0,50	7,25
Ce	kJ/kg/K	Btu/lb/F		0,00
Vapor/ agua flujo	kg/h	lb/h	0,0628	
TTD(Tsat-Tsal)	°C	°F	2,07	3,73
DCA(Tdsal-Tin)	°C	°F	7,99	14,39
Tsubenf(Tsat-Tdsal)	°C	°F	29,08	52,34
Temperatura de eficiencia	%		26,98	26,98
Agua Duty / Vapor Duty	%		99,94	99,94

Nota: Las casillas con fondo blanco son datos de entrada en la hoja de cálculo.

Las propiedades del agua/vapor se obtienen a partir de tablas implementadas en el programa STEAMDLL Versión 1.1 (Techware Engineering Applications Inc.). Este programa facilita el uso del diagrama de Molliere y la inexactitud de las interpolaciones que se obtendrían “manualmente”

Las casillas en blanco son datos de diseño y operación, y las casillas oscuras son resultados del programa STEAMDLL y del propio balance de energía.



3.2.1 COMPROBACIÓN DEL BALANCE

La comprobación del balance consiste en verificar que los datos de operación de partida, proporcionados en un caso real por el diseñador de la turbina en conjunto con la ingeniería que diseña el ciclo térmico de vapor, son coherentes.

Para comprobar que nuestros datos de operación de partida son correctos, la relación de energía aportada por el vapor y la absorbida por el agua de alimentación debe estar próxima al 100%.

$$\frac{Q_{agua}}{Q_{vapor}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_3 + Q_4 - Q_5} \cdot 100 \quad (18)$$

Siendo:

Q_1 = potencia calórica salida agua de alimentación (kj/h)

Q_2 = potencia calórica entrada agua de alimentación (kj/h)

Q_3 = potencia calórica entrada de vapor (kj/h)

Q_4 = potencia calórica entrada de drenajes (kj/h)

Q_5 = potencia calórica salida de drenajes (kj/h)

Todas estas entradas/salidas al calentador se esquematizan en la Figura 3.3 y se definen a continuación de dicha Figura.

Como se puede observar en los resultados del balance, el valor del calor cedido por el vapor no es igual al valor del calor absorbido por el agua, siendo la diferencia de - 0,6%. Se admitirá hasta una variación del 1%.

El programa STEAMDLL calcula la variable restante de las tres necesarias, presión, entalpía y temperatura, para definir el estado de los puntos de estudio, entradas y salidas del sistema.



Una vez conocidas las entalpías en todas las entradas y salidas al calentador, se obtienen las potencias calóricas intercambiadas, al conocerse todos los gastos másicos del sistema.

$$Q = h \cdot m \quad (19)$$

h = entalpía, (kJ/kg)

m = gasto másico, (kg/h)

Si se analiza la hoja de cálculo referente al balance térmico realizado, se obtienen los siguientes valores para las variables térmicas fundamentales:

- TTD = 2,07°C. Como vemos cumple el requisito de diseño, ya que es mayor a 0,5 °C.
- DCA= 7.99° C. Cumple también con el requisito de diseño.

Por lo tanto, se puede decir que en ésta fase inicial se cumple los requisitos básicos de carácter térmico, lo que nos da una idea de que los datos de caudales, presiones, temperaturas y entalpías de partida son correctos.

3.3 CÁLCULO TÉRMICO

El cálculo térmico del calentador es el paso siguiente a la comprobación del balance energético. Se debe tomar la decisión del material que se usará en los tubos. Se partirá de material SA-556 C2, y posteriormente se realizará un diseño alternativo con SA-688 tp 304.

Mediante el uso de los programas de diseño de FWESA, que implementan las ecuaciones desarrolladas más adelante, se obtendrán los siguientes resultados:



- Coeficiente global de transferencia de calor en las distintas zonas del calentador.
- Área de intercambio de calor (Área de los tubos).
- Número de tubos.
- Longitud de los tubos.
- Pérdida de carga en el lado agua y en lado vapor/carcasa.

Para llegar a un diseño óptimo, se deben de ajustar al máximo las pérdidas de carga, sin exceder las velocidades máximas del fluido.

3.3.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LOS TUBOS

Antes de iniciarse el proceso de selección de materiales para los tubos del calentador, es importante resaltar que el proceso de selección de un material, es una de las fases más importantes en todo proyecto de ingeniería. Un ingeniero debe destacar por su capacidad de tomar decisiones ante varias alternativas y asegurarse de que la decisión que ha tomado es la mejor de las posibles. La selección de materiales se realizará atendiendo a dos criterios básicos e interrelacionados entre sí: técnico y económico.

Criterio técnico: Se decidirá cuál de las alternativas cumple mejor los requisitos de funcionamiento del calentador y le proporcionará una mayor vida útil. Los parámetros técnicos principales a tener en cuenta son:

- Las características del agua de circulación: contenido en compuestos corrosivos, contenido en O_2 disuelto, pH, etc.
- Conductividad del material.
- Velocidad de diseño máxima del agua de circulación.

Criterio Económico: Una vez seleccionada la alternativa de materiales que mejor cumpla los requisitos técnicos, y rechazadas todas las alternativas pertinentes según el criterio económico, se pasa a evaluar cual es el material óptimo desde un punto de vista económico.



Los fallos más importantes que se producen en los tubos de un calentador son dos:

- Pinchazos por el efecto erosión-corrosión, provocados por la velocidad en los tubos y las condiciones químicas agresivas del agua de circulación. Cuando se produce un fallo de este tipo, se deben taponar los tubos para evitar una mínima entrada de agua de circulación en el lado vapor, que pueda producir daños irreparables, debido a la mayor presión existente en el lado tubos. Por otra parte, cuanto mayor es el número de tubos que se taponan, menor es la sección de paso del agua de alimentación y por lo tanto, mayor la velocidad de paso por tubo, erosionando con mayor rapidez el resto del haz tubular.
- Fallo debido a la unión entre tubo y placa tubular. Esta zona es la más importante de todas, ya que se trata de la barrera física entre el lado vapor y el lado agua. La unión será expandida y soldada, con soldadura de tipo TIG automática y sin aporte de material. La unión puede ser solamente expandida, pero pueden aparecer problemas de fugas y de corrosión en la placa tubular. En la unión puede aparecer fragilidad si no se realiza un adecuado recargue de la cara de la placa tubular, donde se soldará el tubo posteriormente.

La vida útil de un calentador depende en gran medida de las condiciones de servicio u operación, así como de: química del agua, temperaturas de operación, velocidad de los fluidos y los efectos debidos a largas duraciones de paradas. Estos factores deben ser considerados por el diseñador a la hora de seleccionar el material para los tubos.

La máxima temperatura admisible por el metal no debe exceder el valor que se muestra en la Tabla 3.4: “Máxima temperatura admisible del metal de los tubos”:



Tabla 3.4: Máxima temperatura admisible de metal en los tubos.

MATERIAL	TEMPERATURA °F
Cobre Arsenical	400
Admiralty	450
Cobre-Níquel (90-10)	600
Cobre-Níquel (80-20)	700
Cobre-Níquel (70-30): Recocido	700
Cobre-Níquel (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	800
Níquel-Cobre (70-30): Recocido	900
Níquel-Cobre (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	800
Acero al carbono (SA-556 C2)	800
Acero inoxidable (SA-688 tp.304)	800

Fuente: Heat Exchange Institute (1998)

Cuando la unión tubo-placa tubular se realiza únicamente mediante un expandido, se recomienda que la temperatura del metal (en la unión) no sea mayor a la máxima admisible del tubo, especificada en la Tabla 3.5: “Máxima temperatura en juntas de los tubos para expandidos”.

Para interpretar esto, la temperatura en la unión se debe de considerar como una temperatura saliente del calentador para las condiciones de operación consideradas del calentador, al contrario que para los tubos, la cual se considera una temperatura entrante en el calentador.

Cuando el rango de temperaturas especificada en la Tabla 3.5, sobrepasa la máxima admisible del metal, la unión o junta del tubo debe ser soldada.



Tabla 3.5:
Máxima temperatura admisible en la unión tubo-placa tubular expandida

MATERIAL	TEMPERATURA °F
Cobre Arsenical	350
Admiralty	350
Cobre-Níquel (90-10)	400
Cobre-Níquel (80-20)	450
Cobre-Níquel (70-30): Recocido	500
Cobre-Níquel (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	500
Níquel-Cobre (70-30): Recocido	550
Níquel-Cobre (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	550
Acero al carbono (SA-556 C2)	650
Acero inoxidable (SA-688 tp.304)	500

Fuente: Heat Exchange Institute (1 998)

El espesor de las paredes de los tubos de un calentador se debe de calcular para la presión requerida de diseño, teniendo en cuenta las tolerancias en cuanto a espesores.

Para el diseño, el espesor de las paredes de los tubos no debe ser menor a los que se muestra en la siguiente Tabla 3.6. En esta tabla aparecen espesores mínimos comerciales.

Tabla 3.6: Espesores de tubo mínimos comerciales

MATERIAL	ESPESOR MÍNIMO EN PULGADAS (MM):
Cobre y aleaciones de Cobre	0,049" (1,2446)
Aleaciones de Níquel	0,049" (1,2446)
Acero inoxidable (tubos en U)	0,035" (0,889)
Acero inoxidable (tubos rectos)	0,028" (0,7112)
Acero al Carbono	0,05" (1,27)

Fuente: Normativa TEMA



3.3.1.1 TUBOS EN U

El radio mínimo de la parte curva de los tubos en U, debería ser como mínimo de 1-1/2 veces el diámetro del tubo.

Para calcular el espesor requerido en la pared del tubo con anterioridad a ser curvado, se utiliza la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P \cdot d}{2 \cdot S + 0,8 \cdot P} \cdot \left(1 + \frac{d}{4 \cdot R} \right) \quad (20)$$

Donde:

- t = Espesor de la pared del tubo antes de ser curvado (mm.)
- d = Diámetro exterior del tubo (mm.)
- P = Presión de diseño (bar).
- R = Radio de la parte curvada, tomando la línea media del tubo (mm.)
- S = Tensión admisible del tubo a la temperatura de diseño,(bar).

Cuando se trabaja en condiciones frías, el material de la parte curva del tubo es susceptible de disminuir su tensión admisible y crear facturas en el material. Se debe especificar, si se requiere un estudio de la tensión de ruptura o fractura de la parte curva de los tubos, debido a posibles condiciones frías de funcionamiento. En el proceso de fabricación, al realizar el doblado de la parte curva de las horquillas, posteriormente se realiza un distensionado o tratamiento térmico para disminuir la concentración de tensiones en esa zona.

Ocasionalmente, los tubos pueden fallar cuando se realiza una prueba hidrostática según la presión que se indica en el Código ASME VIII Div.I (*American Society of Mechanical Engineers*). Cuando la localización del tubo es inaccesible por su ubicación en el calentador (normalmente los más interiores) para su recambio, el tubo en vez de remplazarlo, se puede taponar de manera permanente y dejarlo inactivo, lo cual se debe de tener en cuenta para la transmisión de calor en la fase previa de diseño, mediante las correspondientes resistencias de ensuciamiento.



Siguiendo el código de diseño H.E.I. (Heat Exchange Institute) para calentadores de agua de alimentación a caldera, los materiales utilizados para las partes que trabajan a presión deben de cumplir las especificaciones del Código Americano “ASME material specification”, y los valores de tensiones admisibles deben de estar de acuerdo al citado Código.

Los materiales que aparecen en la Tabla 3.7: “Materiales de tubos según el HEI”, son los recomendados por el código HEI para su utilización en tubos en calentadores de alta presión:

Tabla 3.7: Materiales recomendados por H.E.I. para tubo-U

COMPOSICIÓN NOMINAL	MATERIAL
Acero al Carbono	ASME SA-214
	ASME SA-557-A2
	ASME SA-557-B2
	ASME SA-557-C2
	ASME SA-179
	ASME SA-210-A1
	ASME SA-210-C
	ASME SA-556-A2
	ASME SA-556-B2
	ASME SA-556-C2
Cobre y aleaciones de Cobre	Cobre Arsenical (ASME SB-395)
	Admiralty (ASME SB-395)
	70-30 Cu-Ni (ASME SB-395)
	80-20 Cu-Ni (ASME SB-395)
	90-10 Cu-Ni (ASME SB-395)
Aleaciones bajas	ASME SA-213 T11
	ASME SA-213 T22
Aleaciones de Níquel	70-30 Ni-Cu (ASME SB-163)
Acero inoxidable Austenítico	ASME SA-688 TP304, TP304L Y TP304N
	ASME SA-688 TP316, TP316L
	ASME SA-249 TP316N
	ASME SB-676
Acero inoxidable Ferrítico	ASME SA-803 TP439
	ASME SA-268

Fuente: Heat Exchange Institute (1 998)



Las aleaciones Cu-Ni se utilizan en aquellos casos en que la composición salina del agua de circulación sea muy elevada. Son materiales muy resistentes (en cuanto a tensiones admisibles) y se comportan muy bien a altas presiones y temperaturas, pero su elevado coste de adquisición, fabricación y compra los hacen inusuales para aplicación en calentadores de agua. De cualquier forma, su uso actual está muy extendido sobre todo en condensadores de vapor donde el agua de circulación es agua de mar.

En consecuencia, en una etapa inicial y básica de selección de materiales y siguiendo el código HEI de diseño, quedan tres grandes grupos de selección: aceros inoxidables austeníticos, aceros inoxidables ferríticos y aceros al carbono.

A continuación, en la Figura 3.5 se muestra un estudio de tensiones admisibles del material SA-688 TP304 y SA-556 C2, donde se puede observar el comportamiento de los materiales en función de sus temperaturas y tensiones admisibles:

ASME II					
Nominal Composition	Product Form	Spec No	Type/Grade	Min Tensile Strength(Ksi)	Min Yield Strength(Ksi)
18Cr-8Ni	TUBE	SA-688	TP304	75	30
	TUBE	SA-556	C2	70	40

COMPARACIÓN TENSION ADMISIBLE (SA-688 TP304, SA-556 C2)

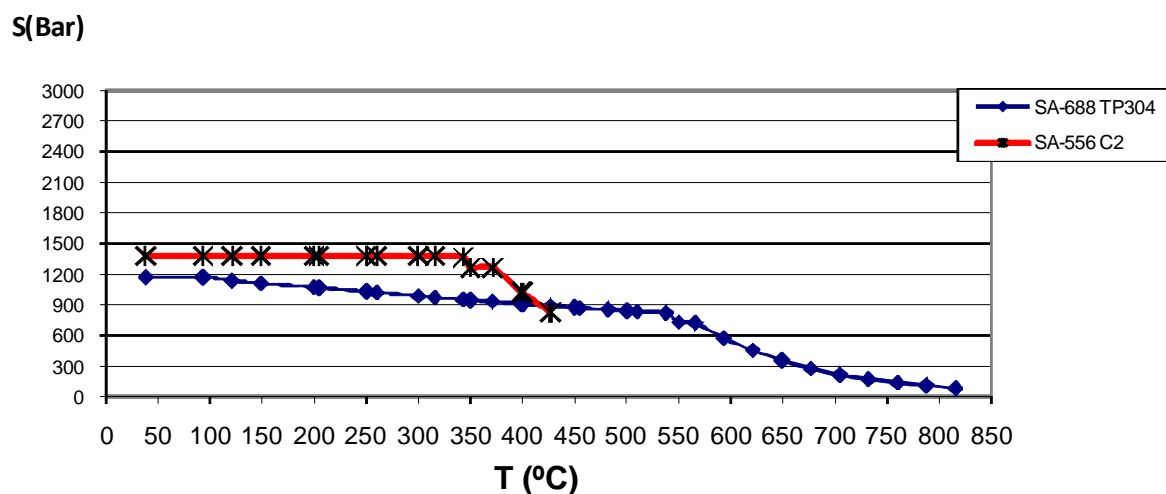


Figura: 3.5
Fuente: Código ASME II (2004)



Como se puede observar en la figura anterior, el material SA-556-C2 tiene mejor tensión admisible que el SA-688 Tp304 hasta los 343° C, donde pierde drásticamente sus propiedades el acero al carbono, siendo a partir de esa temperatura mejor elección el acero inoxidable.

Por lo tanto, es importante conocer la temperatura de diseño. Para el caso que se estudia, la temperatura de diseño es de 215° C, no superándose la temperatura de 343° C y por lo tanto no perdiendo el acero al carbono sus propiedades.

Por otro lado como se comentó anteriormente, uno de los problemas de los tubos es la corrosión. El acero al carbono se corroe antes que el acero inoxidable, por lo tanto es muy importante conocer la calidad del agua que va a circular por el interior de estos tubos.

Los calentadores de alta presión se sitúan en las centrales térmicas después del desgasificador o desaireador, eliminando el oxígeno que contiene el agua y por lo tanto desapareciendo el riesgo de corrosión en este tipo de tubos.

Por último destacar que, el acero al carbono tiene mejor conductividad térmica que el acero inoxidable y es más barato en su fabricación.

En conclusión, se seleccionará acero al carbono SA-556-C2 de partida, por cuatro razones:

- Mejor conductividad térmica que el acero inoxidable.
- Más económico y mejores plazos de entrega.
- Mejores tensiones admisibles para la temperatura de diseño (215° C) con relación al acero inoxidable.
- Ausencia de problemas de corrosión debido a que el agua se trata previamente en el desgasificador.



3.3.1.2 VELOCIDAD MÁXIMA DE CIRCULACIÓN

La velocidad del agua de circulación a lo largo de los tubos a la temperatura media (temperatura media aritmética entre la temperatura de entrada y salida del agua de alimentación) en condiciones normales de operación a plena carga, no debe exceder los siguientes valores de la Tabla 3.8:

Tabla 3.8: Velocidad máxima del agua por los tubos

MATERIAL DEL TUBO	VELOCIDAD V_t (ft/sec)	VELOCIDAD V_t (m/s)
Acero inoxidable, 70-30 Ni-Cu	10	3,048
Cu-Ni (70-30,80-20,90-10)	9	2,7432
Admiralty y Cu	8,5	2,5908
Acero al carbono	8	2,4384

Fuente: Heat Exchange Institute (1 998)

De acuerdo a los datos de operación de la Tabla 3.2, las temperaturas de entrada y salida del agua de circulación, son:

- T_F = temperatura del agua entrando en el calentador = 169,80 °C.
- T_S = temperatura del agua saliendo del calentador = 204,8 °C.

Luego, la temperatura media necesaria para el cálculo de la velocidad del agua por tubos, es:

$$T_M = \frac{T_E + T_S}{2} = 187,3^\circ C \quad (21)$$

Es necesario calcular la velocidad del agua con un factor de corrección para la temperatura real de operación. La velocidad máxima del agua por los tubos viene referenciada a una temperatura de 60 °F, de ahí la necesidad de corrección de esta velocidad a la temperatura real de operación. La prueba hidrostática del equipo se realizará a una temperatura de 60 °F.



La velocidad del agua de circulación, correspondiente a 60 °F, se puede determinar a partir de la siguiente fórmula:

$$V_{60^{\circ}F} = V_t \cdot \frac{v_{60^{\circ}F}}{v_t} \quad (22)$$

Donde:

- $V_{60^{\circ}F}$ = Velocidad del agua de circulación a 60 °F (ft/s).
- V_t = Velocidad del agua de circulación a la temperatura media T_m en condiciones normales y a plena carga (ft/s).
- v_t = Volumen específico del agua saturada a la temperatura media T_m y en condiciones normales (ft^3 / lbm).
- $v_{60^{\circ}F}$ = Volumen específico para el agua saturada a 60 °F de temperatura (ft^3 / lbm).

Para el cálculo del ratio entre volúmenes específicos de la fórmula anterior, se utiliza la Figura 3.6:

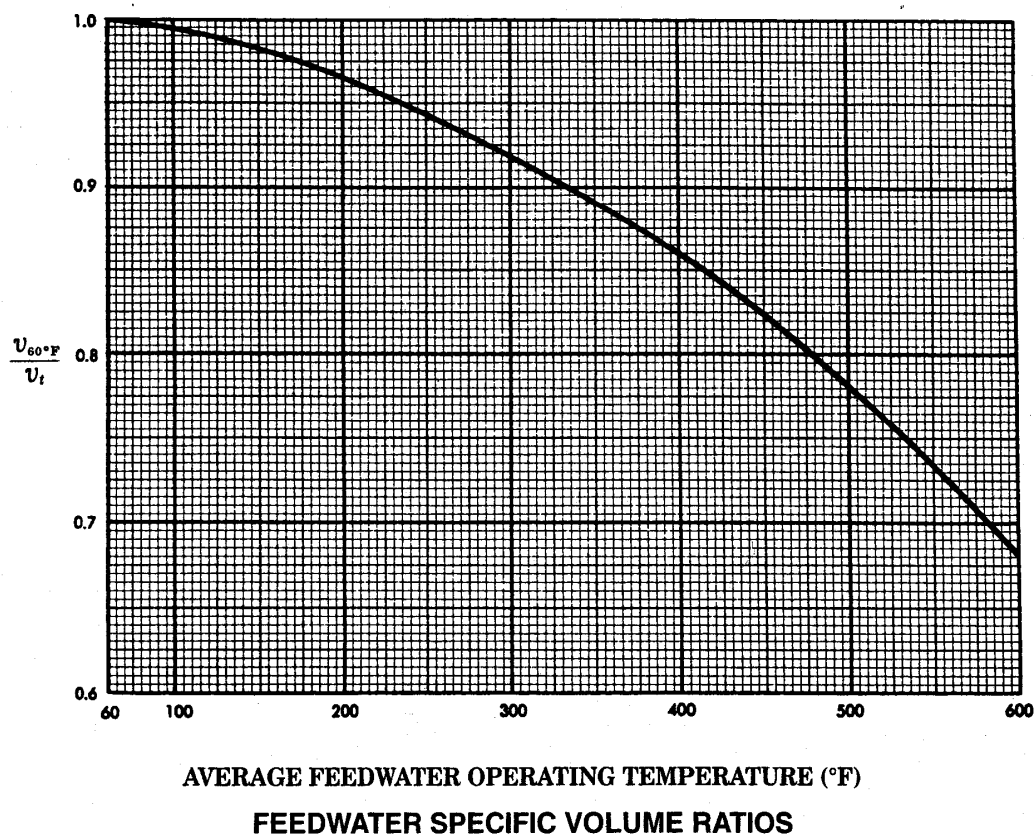
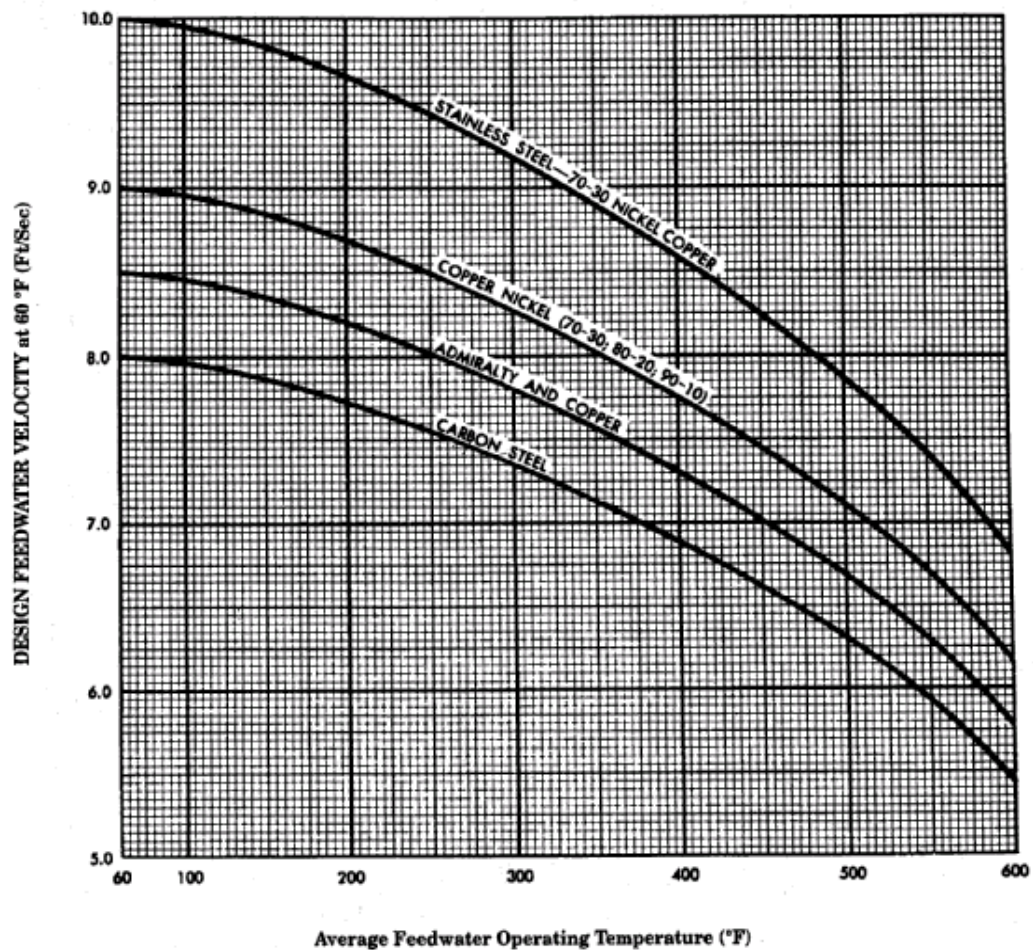


Figura 3.6: Ratios de volúmenes específicos del agua de circulación
Fuente: Heat Exchange Institute (1 998)



Cuando la velocidad del agua de circulación para el material del tubo seleccionado es la máxima según la Tabla 3.8, la velocidad de diseño para el agua de circulación a 60 °F debe ser determinada directamente a partir de la Figura 3.7.



DESIGN FEEDWATER VELOCITY AT 60 °F.

Figura 3.7: Velocidad de diseño del agua de circulación a 60 °F
Fuente: Heat Exchange Institute (1 998)



3.3.3 PÉRDIDA DE CARGA MÁXIMA EN EL LADO AGUA.

La pérdida de carga en el lado agua se determina a partir de la pérdida de carga por el interior de los tubos, la pérdida de carga correspondiente a las conexiones y la ocasionada en la entrada, salida y curvatura de los tubos.

De modo más específico, y siguiendo el proceso o el método de cálculo de la pérdida de carga a partir de la normativa de diseño H.E.I., en la pérdida de carga del lado agua se incluye la pérdida de carga del agua a la entrada y salida de las conexiones de la cámara de agua, es decir, es la combinación de:

- Pérdida de carga por fricción en los tubos.
- Pérdidas de carga en las conexiones de entrada y salida de agua.
- Pérdida de carga en la entrada a los tubos (a la cota de la placa tubular).
- Pérdida de carga a la salida de los tubos.
- Pérdida de carga por la curvatura de los tubos (tubos en U).

Este método que se va a exponer a continuación sólo es válido para tubos con forma en “U” y cuando los tubos se proyectan más allá de la placa tubular, es decir, para tubos expandidos y soldados a la placa tubular.

Sólo es aplicable para tubos totalmente limpios, es decir, cuando los cálculos se hacen para la fabricación de un calentador nuevo o cuando se quieren sustituir unos tubos por otros que debemos calcular, considerando flujo turbulento para el factor o coeficiente de fricción.

Mediante las siguientes expresiones se debe comprobar que la pérdida de carga cumple con los requisitos de operación de partida, esto es, que no se sobrepase 0,5 bar de pérdida de carga en el lado agua.



3.3.3.1 EXPRESIONES DE CÁLCULO

Todas las expresiones de cálculo de pérdida de carga se encuentran recogidas en la normativa H.E.I.

Pérdida de carga en el interior de los tubos en la parte recta:

$$\Delta P_T = \frac{1,396 \cdot 10^{-7}}{C} \cdot f \cdot \left(\frac{w}{A_t} \right)^2 \cdot \frac{L}{d} \quad (23)$$

$$f = 0,0014 + 0,125 \cdot (RE)^{-0,32} \quad (24)$$

$$RE = \frac{w \cdot d}{0,201389 \cdot \mu \cdot A_t} \quad (25)$$

Los pasos a seguir son los siguientes:

Se calculará el número de Reynolds con la velocidad de circulación del agua, w, en la ecuación (25).

Posteriormente se obtiene el factor de fricción en la ecuación (24).

Se sustituye el factor de fricción en la ecuación (23).

Pérdida de carga en las conexiones de entrada y salida de agua:

$$\Delta P_{NI} = \frac{3,195 \cdot 10^{-9}}{C} \cdot \left(\frac{w}{A_N} \right)^2 \quad (26)$$

$$\Delta P_{NO} = \frac{2,034 \cdot 10^{-9}}{C} \cdot \left(\frac{w}{A_N} \right)^2 \quad (27)$$



Pérdida de carga a la entrada, salida y curvatura de los tubos:

$$\Delta P_E = \frac{2,896 \cdot 10^{-9}}{C} \cdot K_t \cdot \left(\frac{w}{A_t} \right)^2 \cdot \frac{N}{2} \quad (28)$$

Definiciones:

- ΔP_r = Pérdida de carga a lo largo de los tubos, (psi).
- ΔP_{NI} = Pérdida de carga a lo largo de la conexión de entrada del agua, (psi).
- ΔP_{NO} = Pérdida de carga a lo largo de la conexión de salida del agua, (psi).
- ΔP_E = Pérdida de carga a la entrada de los tubos, salida de los tubos y por la curvatura, (psi).
- w = Caudal de agua de circulación (lbm/hr)
- L = Longitud total de los tubos (ft).
- A_t = Superficie total de los tubos por paso de agua (in^2).
- d = Diámetro nominal interno de los tubos (in)
 - Para un mínimo espesor de la pared de los tubos: nominal ID = nominal OD – 2x (espesor mínimo estimado +1/2 tolerancia)
 - Para un espesor medio de la pared de los tubos: nominal ID = nominal OD – 2x (espesor medio estimado)
- C = Factor de corrección de densidad para una temperatura media de operación (Figura 3.6)
- f = Factor de fricción.
- A_N = Área de la conexión de agua (in^2).
- K_t = Factor de corrección de las pérdidas según la configuración de los tubos (Figura 3.7).
- N = Número de pasos (particularizando para este equipo, 2).
- RE = Número de Reynolds.
- μ = Viscosidad (cp).



Se debe determinar el factor de corrección de densidad, factor C, a la temperatura media de operación del agua de circulación. En la siguiente figura, se entra con la temperatura media del agua de circulación y se obtiene, del corte con la curva, el factor C.

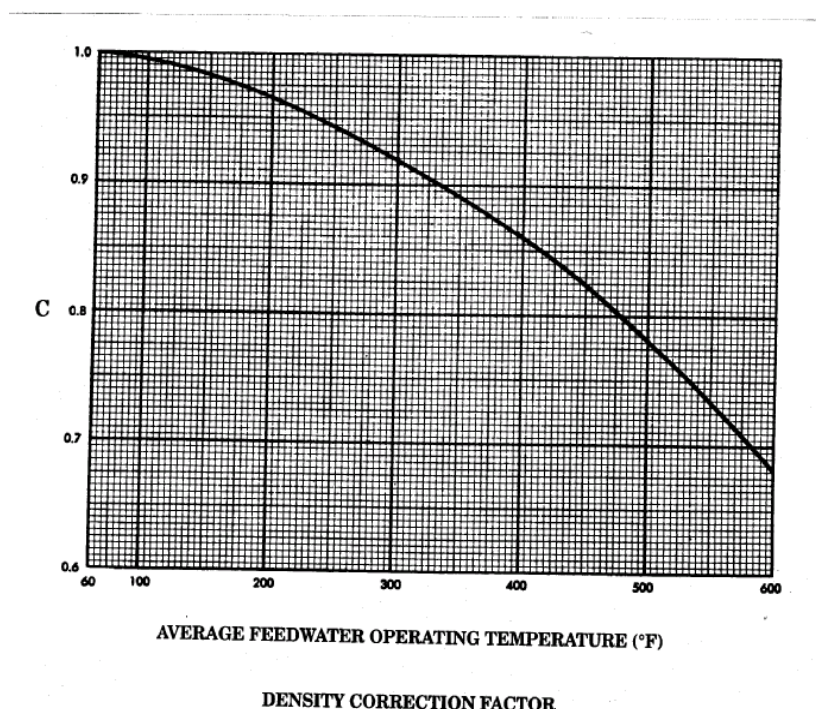


Figura 3.8: Factor de corrección de densidad
Fuente: Heat Exchange Institute (1 998)

Según la configuración de los tubos, en la cara de la placa tubular, se originará mayor o menor turbulencia en la entrada de agua de alimentación al banco de tubos, lo que se traduce en un aumento de pérdida de carga. En la Figura 3.9 se presentan los factores K_t que corrigen la turbulencia creada en la entrada del agua de alimentación. En el calentador objeto del proyecto, los tubos irán expandidos y soldados, pero sólo se soldarán con fusión en una pasada, sin filete o metal de aporte, por lo que no habrá proyección del tubo, $K_t=1,3$.

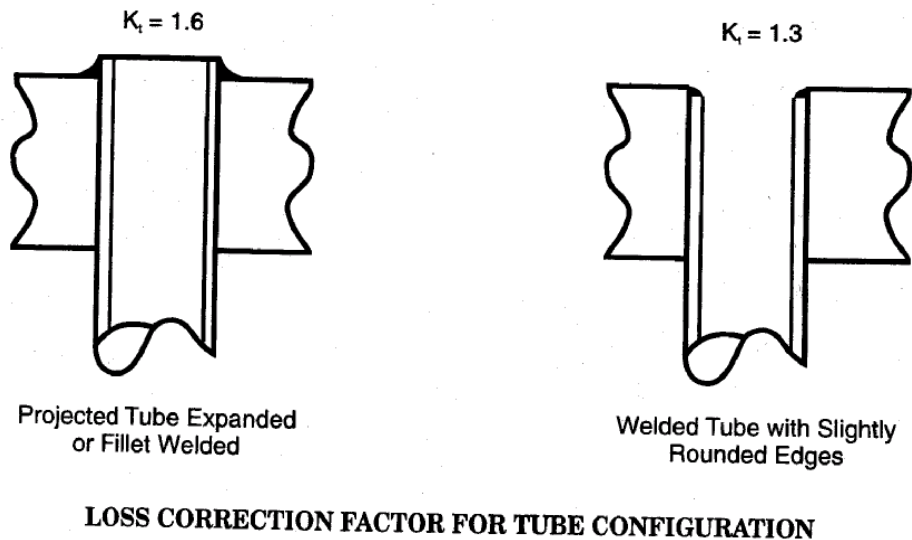


Figura 3.9: Factor de corrección de pérdidas según configuración de tubos
Fuente: Heat Exchange Institute (1 998)

3.3.4 PÉRDIDA DE CARGA MÁXIMA EN EL LADO CARCASA

Para las condiciones de operación, las pérdidas de presión en el lado vapor, es decir, en el cuerpo del calentador, están limitadas por:

- La pérdida de presión total no debe exceder del 30 % de la presión diferencial entre diferentes estados, etapas o zonas.
- La pérdida de presión entre la entrada de vapor y la salida de drenajes debe ser como máximo de 0,34 bar.
- Si hay alguna zona en la que existen pérdidas estáticas o de algún otro tipo de las no citadas en los dos puntos anteriores, deben ser tomadas en cuenta.



3.3.4.1 EXPRESIONES DE CÁLCULO

Pérdida de carga en la zona de condensación, entrada y salida de drenajes:

Las pérdidas de carga en estas zonas se considerarán despreciables, en comparación a la pérdida de carga producida en la zona de subenfriamiento.

Pérdida de carga en la entrada de vapor:

Se considerará un 10% de la pérdida de carga máxima permitida en el lado vapor o carcasa.

Pérdida de carga en la zona de subenfriamiento:

La expresión es una función de las siguientes variables y valores que se detallarán por encima, ya que son factores experimentales que pertenecen al *Know How* de FWESA.

$$\Delta P_{SUB} = 0,6 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot L(N + 1) + f(V^2, N, F_4) \quad (29)$$

donde f es una función cuadrática de V

F_1 = Factor que depende de la distancia entre tubos y su diámetro exterior.

F_2 = Factor corrector de la temperatura.

F_3 = Factor corrector de la velocidad transversal de paso en la zona de subenfriamiento

L = Longitud entre centroides de dos baffles consecutivos. (in.)

N = Número de baffles o segmentos de la zona.

V = Velocidad longitudinal del condensado en la zona. En dirección del eje longitudinal del calentador. (lb/ft²/s)

F_4 = Factor corrector de la densidad a la temperatura de operación.



3.3.5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR

A partir de las condiciones de operación, gastos máscicos o carga y el LMTD, el coeficiente de transferencia de calor puede pasar a calcularse. Para ello se deben tener en cuenta las figuras 3.10 y 3.11 de distribución de temperatura:

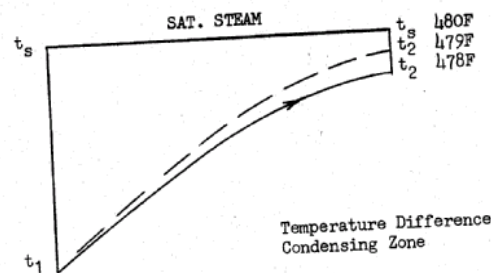


Figura 3.10: Diagrama entrada-salida flujos al calentador
Fuente: Manual de diseño de FWESA.

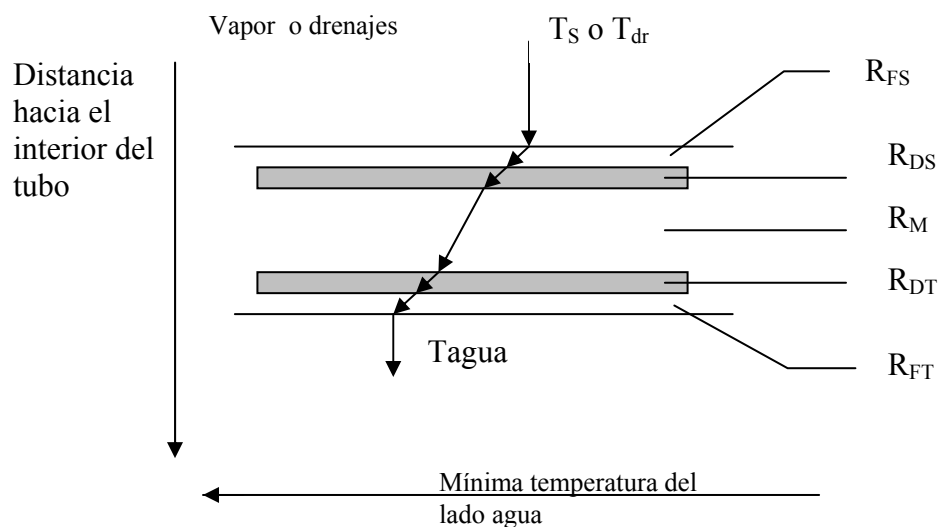


Figura 3.11: Diagrama entrada-salida flujos al calentador
Fuente: Manual de diseño de FWESA.



El coeficiente global de transferencia de calor se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$U_{o.A.} = \frac{1}{R_{FS} + R_{DS} + R_M + R_{DT} + R_{FT}} \quad (30)$$

Donde:

- R_{FS} : Resistencia térmica debida a la película de condensación del vapor, la cual requiere correcciones por densidad y viscosidad. Se observa en la Figura 3.11.
- R_{DS} y R_{DT} : Resistencias de ensuciamiento. Dependen de propiedades físicas y de factores basados en la experiencia de cada diseñador de estos equipos.
- R_M : Resistencia térmica del metal. Depende estrictamente de características o propiedades físicas. Se escoge a partir de tablas procedentes de la especificación del material según el Código ASME.
- R_{FT} : Resistencia térmica del interior de los tubos (capa límite térmica en la cara interior del tubo). Cantidad variable depende de la densidad, viscosidad, turbulencia (función de la velocidad) y otros factores.

Se calcularán las resistencias térmicas por zonas, para la zona de condensación y para la zona de subenfriamiento. Las resistencias térmicas debidas a convección forzada, son por área, mientras que la debida a la conducción en el espesor del tubo, es por longitud.

A continuación se detalla el cálculo de las distintas resistencias:

Zona de condensación y subenfriamiento:

Resistencia térmica debida a transferencia de calor por conducción en la pared del tubo por unidad de longitud:

$$R_M = \frac{d}{24k} \cdot \left(\ln \left(\frac{d}{d-2t} \right) \right) \quad (31)$$



d: diámetro exterior del tubo (in.).

k: conductividad térmica del metal del tubo (BTU/ hr x ft x °F).

t: espesor del tubo (in.)

Resistencia térmica debida a la capa límite en el interior del tubo por área interna del tubo. El fenómeno de transferencia de calor aquí es por convección forzada:

$$R_{FT} = R_w \cdot F \quad (32)$$

F= coeficiente experimental que depende del diámetro exterior y espesor del tubo.

$$R_w = \frac{1}{h_i} \quad (33)$$

h_i = coeficiente convectivo interno

$$h_i = 0,023 \cdot k \frac{12}{d_i} \cdot \left(\frac{d_i}{12} \frac{3600V \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{0.4} \quad (34)$$

Donde:

C: calor específico a la temperatura de operación (Btu/ lbm x °F).

μ : viscosidad del fluido a la temperatura de operación (cp).

ρ : densidad del fluido, agua de circulación a la temperatura de operación (lbm/ ft³).

k: conductividad del metal del tubo (Btu x in / hr x ft²x°F).

V: velocidad del agua de circulación (ft/sec.).

d_i : diámetro interior del tubo (inch.)

De forma experimental se obtiene la resistencia de la película interior del tubo en función de la velocidad a diferentes temperaturas.



En la Figura 3.12, se puede observar de forma aproximada la curva que relaciona la resistencia de la película de agua con la velocidad del agua de alimentación, para distintas temperaturas:

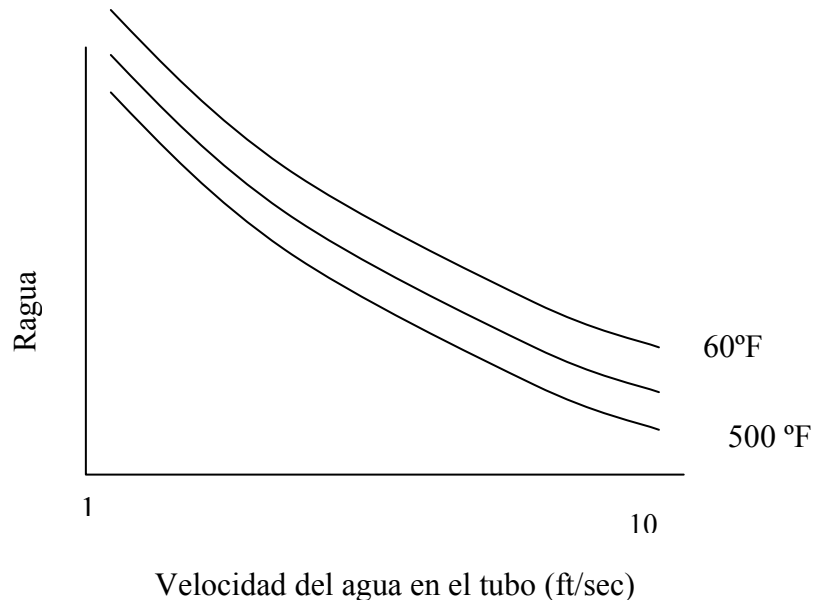


Figura 3.12: Resistencia de la película del agua
Fuente: Manual de diseño de FWESA.

Zona de condensación:

Resistencia térmica en el exterior del tubo por área externa, debida a transferencia de calor por convección forzada:

$$R_{FS} = \frac{1}{h_e} \quad (35)$$

$$h_e \cdot \left(\frac{u^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.300 \quad (36)$$

h_e : coeficiente convectivo externo, Btu/ hr·ft²·°F.

u : gasto másico de vapor por unidad lineal, lb/ hr·ft.



k: conductividad térmica del vapor a temperatura de condensación, Btu/ hr·ft²

ρ : densidad del vapor a temperatura de condensación, lb/ft³.

g: 4,18·10⁸

Mediante medidas experimentales se obtiene la resistencia en función de la temperatura. Este cálculo pertenece al *Know How* de FWESA.

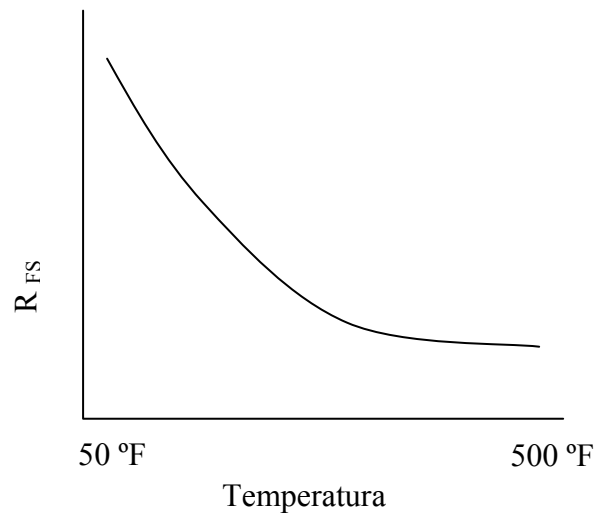


Figura 3.13: R_{FS} vs T
Fuente: Manual de diseño de FWESA.

Resistencia debida al ensuciamiento en el exterior del tubo, por área externa del tubo:

$$R_{DS_EXT} = 0 \text{ (ft}^2\cdot\text{°F}\cdot\text{hr/Btu)} \quad (37)$$

Salvo que sea un dato previo de diseño, no se considerará superficie extra por ensuciamiento en la superficie exterior de los tubos.

Resistencia de ensuciamiento en el interior de los tubos, por área interna del tubo:

$$R_{DS_INT} = 0,0002 \text{ (ft}^2\cdot\text{°F}\cdot\text{hr/Btu)} \quad (38)$$

Esta es la resistencia que marca la normativa H.E.I



Zona de subenfriamiento:

Resistencia térmica en el exterior del tubo por área, por transferencia de calor por convección forzada:

$$R_{FS} = 1,7R \cdot F_1 \cdot F_2 \quad (39)$$

donde:

R = depende de las velocidades longitudinales y transversales del condensado en la zona.

F_1 = depende de la separación de los tubos y del diámetro del tubo.

F_2 = depende de la temperatura media del condensado en la zona de subenfriamiento

Estos coeficientes son experimentales y pertenecen al *Know How* de FWESA.

3.3.6 CÁLCULO DEL LMTD

Los programas de diseño calcularán los incrementos de temperatura medios logarítmicos de las zonas de condensación y de subenfriamiento.

Utilizando la Figura 3.14 de referencia, se obtienen las expresiones para el cálculo del LMTD de la zona de condensación y la de subenfriamiento.



Entrada de drenajes:

Q=12546 kg/h
T_{dr}=212,8 °C
H_{dr}=911 kJ/kg

Entrada vapor principal:

XQ=11509,20 kg/h
P=19 bar
T=215 °C
H=3029,81 kJ/kg
Vz= i

Salida agua de circulación:

W=183240 kg/h
P=120 bar
T=204,8 °C
H=878,16 kJ/kg

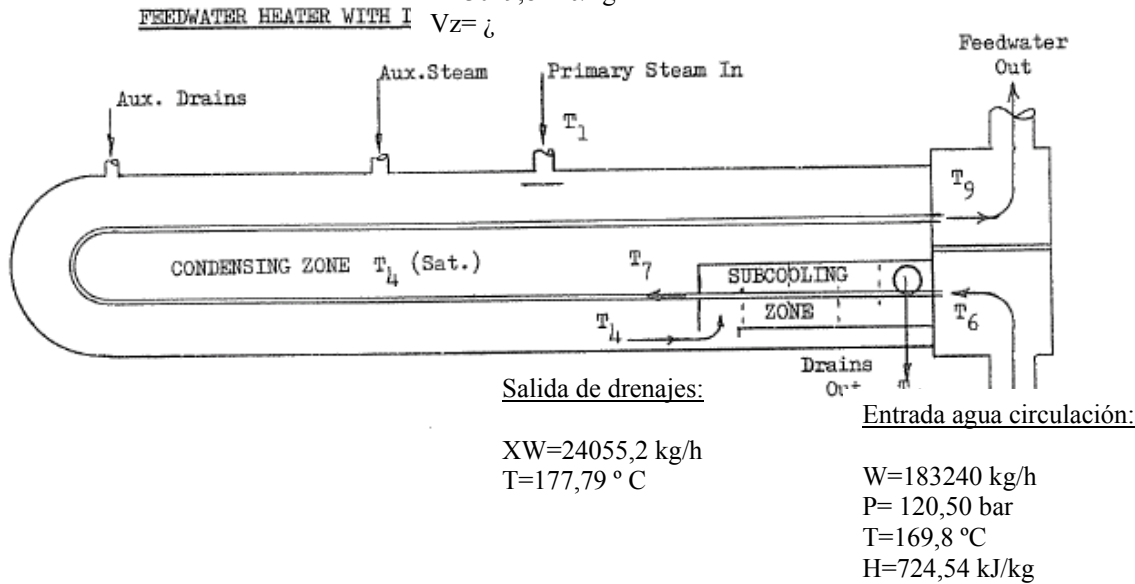


Figura 3.14: Esquema del calentador
Fuente: Manual de diseño de FWESA.

Zona de condensación:

$$LMTD_{CONDEN} = \frac{(T_1 - T_4) - (T_9 - T_7)}{\ln \left(\frac{T_1 - T_4}{T_9 - T_7} \right)} \quad (40)$$

Zona de subenfriamiento:

$$LMTD_{SUBENF} = \frac{(T_4 - T_5) - (T_7 - T_6)}{\ln \left(\frac{T_4 - T_5}{T_7 - T_6} \right)} \quad (41)$$

Para este LMTD hay que aplicar un factor de corrección que tenga en cuenta el calor perdido por la condensación en el envoltorio de la zona de subenfriamiento.

El programa de cálculo iterará para determinar T₇, la única incógnita existente.



3.3.7 CÁLCULO DEL ÁREA DE INTERCAMBIO

Una vez hallados el LMTD y el coeficiente global de transferencia de calor, se procederá a calcular la superficie de intercambio de calor de los tubos.

$$S = \frac{A}{LMTD \cdot U} \quad (42)$$

Donde:

- S= superficie exterior de los tubos.
- LMTD= Diferencia media logarítmica de temperaturas.
- A= Potencia calórica transferida por hora (dato de operación de partida).
- U= Coeficiente global de transferencia de calor.

Calor transferido al agua (Btu/hr)

$$A = W \cdot (\Delta H) = W \cdot (H_9 - H_6) \quad (43)$$

Donde:

- A = Calor transferido al agua (kJ/h).
- W = Caudal de agua de circulación (kg/s)
- H_9 y H_6 = Entalpía de salida y entrada del agua respectivamente a condiciones de presión y temperatura de operación.

La superficie, S, de intercambio será la suma de las superficies de condensación y de la zona de subenfriamiento. Los programas de diseño calcularán todas las superficies por zona del calentador.

La superficie de transferencia de los tubos activa o eficiente es aquella en la que se realiza el intercambio de calor.

Por lo tanto hay que eliminar la parte de la superficie de los tubos que se encuentra insertada en la placa tubular, la parte de tubo sobrante necesaria para la realización de



las soldaduras y la parte de los tubos que se encuentra inundada en la zona de subenfriamiento.

Para el cálculo de un cuerpo cilíndrico como son los tubos del calentador:

$$S = Sup.efectiva = Sup.recta + sup.curva \quad (44)$$

$$Sup.cilindro = Sección tubo \times Long.efectiva \times n^{\circ} tubos \quad (45)$$

$$Long.efectiva = Long.recta + Long.curva \quad (46)$$

$$Sup.efectiva(ltubo) = \pi \times R^2 \times Lef \quad (47)$$

La longitud efectiva la obtenemos de la ecuación anterior, de tal forma que la longitud total del tubo, será:

$$LTOT = Lef + \text{espesor placa tubular} + 3\text{mm. (para soldadura)} + \text{L tubo inundado en la zona de subenfriamiento.} \quad (48)$$

Lógicamente, la longitud de todos los tubos no será la misma debido a que cada tubo tiene distinto radio de curvatura, por lo tanto la longitud curva de cada tubo variará.

Número de tubos.

$$TBS = \frac{W}{1225,224 \cdot (ID)^2 \cdot Vel.} \quad (49)$$

Donde:

- TBS= número de tubos.
- W= caudal de agua de circulación (lbm/hr).
- ID= diámetro interior del tubo = OD (diámetro exterior) – 2 x (espesor del tubo).
- Vel.= velocidad del agua en los tubos (ft/sec).



Para obtener la superficie de intercambio, un factor clave de diseño es la elección del diámetro del tubo, la distancia entre centros y la disposición de los tubos.

Para este equipo, el diseño óptimo se ha obtenido con el uso de tubo de diámetro exterior igual a $3/4''$ (19,05 mm.)

Estos son los inputs del programa, para la velocidad de circulación del agua de alimentación, diámetro exterior del tubo, distancia entre centros y disposición geométrica de los tubos.

- Medida del tubo: $3/4'' = 19,05$ mm. de diámetro exterior, con espesor mínimo medio de 1,40 mm. Calidad: SA-556 C2.
- Velocidad del agua por el tubo: 5,8 pies/seg = 1,7 m/s.
- Número de pasos: 2.
- Pitch del tubo: $15/16 = 0,9375$ pulgadas = 23,8125 mm. (medida convencional).

La velocidad especificada en la Figura 3.7, es la velocidad máxima admisible de circulación del agua por el tubo, que suele ser diferente a la velocidad de diseño utilizada.

Por otro lado, el *Pitch* representa la distancia existente entre centros de los tubos, o lo que es lo mismo, la distancia entre taladros consecutivos en la placa tubular. Se debe recordar que el *Pitch* puede tener distinta disposición: cuadrada, rectangular, romboidal o triangular; la disposición utilizada en este diseño es la triangular, triángulo equilátero.

El *Pitch* también puede encontrarse rotado 90° respecto al que aparece en la Figura 3.15.

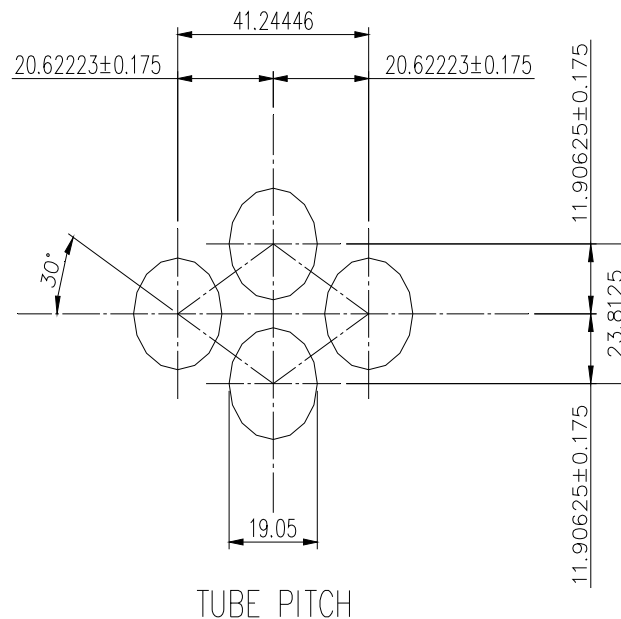


Figura 3.15: Configuración triangular.
Fuente: Manual de diseño de FWESA.

Las tolerancias son las exigidas por H.E.I. El Pitch o ligamento entre agujeros viene determinado en H.E.I para el diámetro de tubo elegido, 19,05 mm.

De la disposición de los tubos, dependen factores de corrección utilizados en el cálculo de las resistencias térmicas por transmisión de calor por convección forzada, en la zona de subenfriamiento y condensación.

También dependen las pérdidas de carga en las zonas de la disposición de los tubos, por el área libre de paso que queda, del que dependen las velocidades de paso en la zona.

3.3.8 DISPOSICIÓN DE LOS TUBOS

Después del cálculo de superficie necesaria para el intercambio de calor, se debe obtener la disposición de los tubos en U en el calentador.



Se realizará un *layout* de la placa tubular con las distintas filas o curvas y número de tubos por curva. La superficie para la longitud total, que incluye todas las curvas, debe ser igual a la superficie calculada para el intercambio de calor. En la Tabla 3.9 se pueden ver las cantidades de tubos por curva, los radios de curvado, la longitud recta y la longitud total.

Tabla 3.9

FILAS	NÚMERO TUBOS POR FILA	RADIO DE FILA (mm)	LONGITUD RECTA (mm)	LONGITUD TOTAL (mm)
2467-HP1-1	8	47,6	10.351,7	20.852,9
2467-HP1-2	11	59,5	10.351,7	20.890,3
2467-HP1-3	12	71,4	10.351,7	20.927,7
2467-HP1-4	11	83,3	10.351,7	20.965,1
2467-HP1-5	10	95,2	10.351,7	21.002,5
2467-HP1-6	11	107,1	10.351,7	21.039,9
2467-HP1-7	10	119,0	10.351,7	21.077,3
2467-HP1-8	11	130,9	10.351,7	21.114,7
2467-HP1-9	10	142,9	10.351,7	21.152,2
2467-HP1-10	9	154,8	10.351,7	21.189,6
2467-HP1-11	8	166,7	10.351,7	21.227,0
2467-HP1-12	9	178,6	10.351,7	21.264,4
2467-HP1-13	8	190,5	10.351,7	21.301,8
2467-HP1-14	7	202,4	10.351,7	21.339,2
2467-HP1-15	4	214,3	10.351,7	21.376,6
2467-HP1-16	5	226,2	10.351,7	21.414,0
SUBTOTAL	144	TOTAL TUBE LENGTH	3.038.653	

3.3.9 DIMENSIONADO GENERAL DEL EQUIPO

Una vez realizado el cálculo térmico (cálculo de número de tubos y superficie de transferencia de calor) y la disposición del *layout* de tubos, la siguiente fase del diseño es el dimensionado general del calentador.

Se debe tener en cuenta que el diseño de los tubos, es decir, número de tubos, superficie de intercambio de calor, pérdida de carga del lado vapor y del lado agua, velocidad de paso del agua por los tubos, etc. ya está calculado en los apartados



anteriores. Por lo tanto, en éste diseño final se va a dimensionar el resto de componentes como, diámetro de la carcasa, área y dimensión de las conexiones, etc. El objetivo final de éste apartado es obtener un plano general y detallado del calentador antes de su fabricación o construcción, para poder analizar si las dimensiones son válidas en función del espacio del emplazamiento disponible para la instalación del calentador.

Los planos del calentador obtenidos a partir del diseño se encuentran en el Anexo E de Planos del presente proyecto, y son:

- Plano del cuerpo del calentador.
- Plano general del calentador.
- Plano del *layout* de la placa tubular.

También es importante resaltar que, la forma de proceder en el diseño y las fórmulas a aplicar, dependen fundamentalmente de las zonas que compongan el calentador, para el caso que se está analizando, el calentador está compuesto por dos zonas:

- Zona de subenfriamiento, en la zona de enfriamiento de drenajes o salida de vapor condensado.
- Zona de condensación, en la zona más alta del calentador, donde se inicia el proceso de condensación.

Seguidamente se realizará el diseño mediante la aplicación de unas fórmulas de forma directa, basadas en los códigos y normativas de diseño habituales para la fabricación de calentadores, obteniendo los resultados numéricos necesarios para dimensionar el calentador particular del proyecto.

Los parámetros y dimensiones que se van a calcular, son:

- Diámetro ocupado por el haz tubular.
- Diámetro interior de la cámara de agua.
- Diámetro interior de la carcasa (cuerpo del calentador)
- Superficie de tubos inactiva.
- Comprobación del número de tubos.



- Velocidad del agua por los tubos.
- Calor transferido al agua de circulación (*duty*).
- Calor cedido por los drenajes.
- Gasto másico de vapor principal o primario.
- Caudal de salida de los drenajes.
- Dimensionado de las conexiones de entrada y salida del agua.
- Velocidad del agua en las conexiones de entrada y salida.
- Dimensión de la conexión de entrada de vapor principal.
- Velocidad del vapor por la conexión de entrada.
- Dimensión de la conexión de entrada de drenajes.
- Velocidad de los drenajes en la conexión de entrada.
- Dimensión de la conexión de salida de drenajes.
- Velocidad de drenajes por la conexión de salida.

Diámetro total ocupado por el haz tubular

A partir del número de tubos del tipo “U” y su disposición final, se fijará el radio respecto al eje longitudinal del calentador, que en este caso es eje de simetría, del tubo más exterior del haz tubular. A esta medida se la denomina OTL (*Outermost Tangent Line*).

Una vez fijado el OTL, se obtienen el resto de diámetros de carcasa del lado vapor y diámetro interior de la placa tubular del lado agua.

Diámetro interior de la cámara de agua

Para calentadores de alta presión y cámara de agua tipo cheese-box (cámara integral de agua cerrada con brida ciega), la fórmula a aplicar para el diámetro interior, es:

$$Diam.int. = OTL + 2" + 1^{1/2}" \quad (50)$$



Diámetro Interior del cuerpo o carcasa

Para calentadores de alta presión, con disposición vertical, se aplica la siguiente fórmula:

$$Diam.Int.cuerpo = OTL + 1" + \frac{1}{2} \times \dim.conexión.vapor \quad (51)$$

3.3.10 DIMENSIONADO DE CONEXIONES

Es recomendable seleccionar la dimensión o diámetro de la conexión de tal manera que la velocidad que se muestra a continuación no supere la considerada en condiciones normales a plena carga.

- a) Conexiones de agua de circulación: 2,43 m/s a 60 °F (para tubos de acero al carbono)
- b) Conexiones de salida de drenaje de condensado:
 - Drenajes subenfriados: 4 pies/segundo a la temperatura de operación.
 - Drenajes saturados:
 - 1) Nivel de agua controlada en el calentador: 4 pies/segundo a la temperatura de operación.
 - 2) Nivel de agua no controlada en el calentador: 2 pies/segundo a la temperatura de operación.
- c) Conexiones de entrada de drenajes:
 - Líquido susceptible de “flash”. El “flash” ocurre en un líquido que pasa rápidamente a estado vapor, por un cambio en las condiciones de presión, pudiendo producir erosión. Hay que tenerlo en cuenta por separado debido a



que, el vapor necesitaría conexiones de mayor diámetro que al tratarse de líquido.

$$\frac{G^2}{\rho} = 4000 \text{ (lbm/ft}\cdot\text{sec}^2\text{)} \quad (52)$$

- G = Velocidad másica (libras/segundo/pies²) (G no debe ser mayor de 250)
- ρ = Densidad de la mezcla (libras/pies³) (libras por hora de mezcla dividido entre pies³/hora de líquido más pies³/hora de vapor a las condiciones actuales).

- Vapor procedente de los tanques de evaporación súbita, *flashing* :

$$\frac{G^2}{\rho} = 1000 \text{ (150 pies/segundo es la velocidad lineal máxima)} \quad (53)$$

- G = velocidad másica (libras/segundo/pies²).
 - ρ = Densidad del vapor (libras/pies³).
- Líquido procedente del tanque de evaporación: 4 pies/segundo a la temperatura de operación

- d) Conexiones de entrada de vapor:

$$V = \frac{250}{P^{0,09}} \text{ (fts/s)} \quad (54)$$

- P = presión de operación (Psi).

Los resultados numéricos que se obtienen en el presente apartado sirven para la realización del plano del calentador, los cuales se pueden observar en:

- Plano N°1: Disposición de la envolvente / cuerpo y detalles.



- Plano N°3: Dimensiones generales del calentador.

3.3.10.1 LOCALIZACIÓN DE LA CONEXIÓN DE VAPOR

El dimensionado (diámetro, etc.) de un calentador, depende en gran medida de la localización de las conexiones de vapor y de la distribución final o resultante del vapor en la cabeza del calentador (sin el cuerpo). La velocidad máxima en la distribución del vapor en la cabeza del calentador, en el punto o condición de máximo caudal o flujo, no debe exceder la velocidad de entrada de vapor para las conexiones citadas en el párrafo correspondiente al dimensionado de las conexiones.

Se intentará situar la conexión de vapor en la *Thermal Center Line* del equipo. En este punto el gasto másico se reparte en dos secciones, esto es, la mitad del flujo va en el sentido opuesto, disminuyendo así la sección necesaria de paso para el cálculo máximo de la velocidad del vapor dentro del equipo.

Como es lógico, la entrada de vapor por medio de las conexiones al cuerpo debe ser direccionada por medio de unos *baffles*, además de que dicho vapor, al pasar de una menor sección (la de la conexión) a otra sección mayor (la del cuerpo) entra en unas condiciones muy bruscas, pudiendo dañar el material del cuerpo. Por esa razón a la entrada de las conexiones se diseñan unas chapas de choque de vapor o *impingement plate* para que el vapor entrante por la conexión al cuerpo no dañe los tubos. La distancia entre el final de la conexión y la chapa de *impingement* no debe ser mayor del diámetro interno de la conexión dividido entre 4.

Es decir, la chapa de choque o *impigment plate*, situada muy próxima a la conexión, debe ser diseñada de forma que el vapor al entrar en el cuerpo por la conexión no dañe el haz tubular. Del mismo modo y con el fin de disponer y colocar correctamente estas chapas de choque, el ángulo de difusión del vapor sobre la chapa debe ser de 45° aproximadamente.



3.3.10.2 LOCALIZACIÓN DE LAS CONEXIONES DE DRENAJES

Drenaje de salida.

Estas conexiones existen siempre y cuando el calentador lo diseñemos con zona de subenfriamiento; en caso contrario, estas conexiones no se deben tener en cuenta.

Se debe ubicar, cercana a la entrada de agua de circulación en el primer paso por carcasa.

Si no se diseñara con zona de subenfriamiento, por no ser necesaria esta zona al no existir subenfriamiento, en el drenaje de salida podría darse evaporación súbita en la tubería, por lo que se suele usar una caja de expansión para prevenir esto en la tubería de salida de drenajes del calentador.

Drenaje de entrada.

Para la ubicación de estas conexiones se debe seguir el mismo criterio adoptado para las conexiones de vapor, es decir, que su ubicación en el calentador permita una doble dirección del flujo (drenaje).

Al igual que para las otras conexiones, las de drenaje de entrada se diseñarán y ubicarán siguiendo el criterio de distribución óptima, es decir, teniendo en cuenta el eje central del calentador o *Center-Line*. En el caso de que la práctica no permita tener en cuenta éste criterio, no habrá que aumentar el diámetro del calentador, sino que habrá que aumentar el área de eficiencia de los drenajes, es decir, habrá que aumentar el área de entrada de los drenajes al calentador (se aumenta el área de la conexión).

De cualquier forma, la restricción más importante, es no exceder la velocidad de entrada de drenajes en la conexión, en el interior del equipo.

3.3.11 DIMENSIONADO DE LA VÁLVULA DE SEGURIDAD

Para el dimensionado de la válvula de seguridad del lado vapor y del lado agua se seguirán los siguientes pasos que se indican en la normativa H.E.I.:



Lado agua:

- Como mínimo tendrá un orificio de 3 /4" (19 mm.).
- Si existe una sobrepresión (*back pressure*) superior al 10% de la presión de disparo, la válvula será de tipo balanceada.
- La presión de disparo corresponderá a la Presión de Diseño del equipo.

Lado vapor:

- El orificio se dimensionará para descarga de líquido, aunque exista cavitación en la descarga.

La condición de selección del orificio de la válvula será la más restrictiva de entre las dos siguientes:

- 1) Se calculará para evacuar mínimo el 10% del gasto máximo de agua de circulación, a la temperatura media del fluido.
- 2) Se supondrá ruptura limpia de un tubo del calentador resultando dos orificios de descarga, de dimensiones el diámetro interno del tubo, con coeficiente de contracción de vena líquida igual al 0,9. El caudal resultante:

$$Q = 54 \cdot d^2 \sqrt{P_T - P_S} \quad (55)$$

Donde:

Q = gasto másico de descarga, gal/min a temperatura de referencia de 70°F

d = diámetro interior del tubo, in.

P_T = presión de diseño del lado agua, psig.

P_S = presión de diseño del lado vapor, psig.

- Si existe una sobrepresión (*back pressure*) superior al 10% de la presión de disparo, la válvula será de tipo balanceada.
- La presión de disparo corresponderá a la Presión de Diseño del equipo.



- Los materiales internos de la válvula deberán cumplir con la temperatura de diseño del recipiente.

3.4 CÁLCULO MECÁNICO

El cálculo mecánico del calentador, objeto de este estudio, es una fase más del diseño del calentador. Partiendo del cálculo térmico (cálculo del número de tubos y superficie de transferencia de calor, etc.), del P&I de la Planta y de las dimensiones obtenidas para el calentador en fases anteriores del diseño, se realiza el estudio mecánico, en el que se obtienen los espesores del calentador. Conociendo los espesores, se tendrá idea del peso de las distintas zonas y componentes, con vistas a desarrollar un estudio comercial en función de dichos pesos y ver la viabilidad a la hora de transportar el calentador a planta.

El cálculo mecánico consiste en calcular los espesores, áreas de refuerzos, tensiones, resistencias, esfuerzos cortantes, etc., para unas condiciones de presión y temperatura determinadas (tanto internas al calentador, como externas), de cada una de las partes del calentador (*cheese-box* o cámara de agua, *shell head* o cabeza del calentador, *shell* o cuerpo del calentador) y cada una de las conexiones (*feedwater in/outlet*, *drains outlet*, *drain inlet*, *steam inlet*, *safety valve*, venteo de arranque, conexión de inspección y venteo continuo), e incluso para la placa tubular.

Como se puede observar en el ANEXO A, el estudio está dividido según las siguientes zonas o partes del calentador:

- Cámara de agua, que es por donde entra y sale el agua de alimentación del calentador (foco frío).
- Cabeza del calentador.
- Carcasa del lado vapor.
- Estudio de conexiones de entrada de vapor al cuerpo.
- Conexiones de entrada y salida de agua de circulación.
- Salida de drenajes.
- Entrada de drenajes.



- Conexión de la válvula de seguridad.
- Conexión inspección.
- Conexión de venteo.
- Conexión arranque de venteo.
- Placa tubular.
- Muñones de izado.

El diseño mecánico del calentador consiste en calcular, componente a componente, y según unos datos de entrada:

- Espesores de cada componente y de las conexiones del calentador en condiciones de presión interna.
- Espesores de cada componente y de las conexiones según condiciones de presión externa (este estudio consiste en comprobar que los espesores calculados para presión interna aguantan en condiciones de presión externa).
- Cálculo de las máximas temperaturas admisibles de los materiales utilizados en cada componente y en las conexiones.
- Volúmenes y pesos de los componentes y conexiones.
- Cálculo de los espesores de las conexiones.
- Cálculo de las áreas de refuerzo utilizadas en las conexiones si las hubiere.
- Cálculo mecánico de la placa tubular.
- Esfuerzos cortantes, tensiones, resistencias de los componentes y conexiones.

En éste apartado, es importante resaltar que, los componentes y conexiones estudiados, son:

- Componentes:
 - ❑ cámara de agua.
 - ❑ cabeza del cuerpo.
 - ❑ cuerpo del calentador.
- Conexiones:
 - ❑ conexión de entrada y salida del agua de alimentación.
 - ❑ conexión de entrada del vapor.



- ❑ conexión de salida del vapor condensado.
 - ❑ conexión de entrada de drenaje.
 - ❑ válvula de seguridad.
 - ❑ *Continuous vent* (venteo continuo).
 - ❑ *Start up vent* (venteo de arranque).
 - ❑ *Inspection connection* (conexión de inspección).
-
- Placa tubular.

La realización del cálculo mecánico del calentador (para componentes, conexiones y placa tubular) se basa en el Código ASME VIII División I (American Society Mechanical Engineer) implementado en el programa Codecalc 2006, que recoge todos los apartados del Código. En el Apartado 3.4.2.1 se describe y se exponen las capacidades del software.

Por tanto, el problema técnico consiste en diseñar mecánicamente un calentador de agua de alimentación de alta presión partiendo de los datos de presión y temperatura de diseño (Apartado 3.1) que nos proporciona el ciclo térmico de la Planta.

3.4.1 FACTORES DE SEGURIDAD

Se tomarán los siguientes factores de seguridad:

- Todas las tensiones generadas en los componentes del equipo por la presión interna/externa se compararán con tensiones admisibles del material utilizado, asegurándonos comportamiento elástico de todos los componentes.

$$\sigma_{\text{adm}} = \sigma_{\text{fluencia}} / 1,5$$

- Se tomará un espesor de corrosión extra para los cálculos de 2mm., por utilizar acero al carbono en todos los componentes del calentador.



3.4.2 DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS

Para el diseño mecánico de un calentador de agua de alimentación de alta presión, no existe un único método de resolución, es decir, se aplican factores de diseño dependiendo de cada diseñador, basados fundamentalmente en la experiencia. El cálculo de un calentador, aunque no se rija estrictamente por normas particulares, si sigue como base de aplicación las normas Americanas ASME VIII Div.I (American Society Mechanical Engineer) para todos los componentes.

Se puede decir que, el método utilizado para el cálculo mecánico es la aplicación directa de una serie de fórmulas que utilizan como base el código citado anteriormente, pero aplicando unos conceptos, fórmulas y factores de corrección basados en la experiencia. También utiliza como forma de cálculo, métodos iterativos, de forma que al introducir como datos unos valores iniciales, busca (mediante dicho proceso iterativo) los valores óptimos de solución. También aplica unas fórmulas condicionales de manera que en caso de que un valor de la solución del diseño no esté dentro de los límites o tolerancias, no efectúa el cálculo (esto lo aplica tanto para datos de entrada como para las soluciones del diseño).

El desarrollo del método consiste en ir aplicando una serie de fórmulas (directas e inversas), iterando para buscar la solución optima y verificar si la solución obtenida está dentro de los límites de diseño, para cada uno de los componentes. En caso de que la solución obtenida esté dentro de los límites, ésta se tomará como aceptable; en caso contrario, el programa se bloquea y se tendría que volver a repetir los cálculos (o verificar que los límites de diseño son los correctos, ya que a veces se producen fallos informáticos que cambian los valores límites o los rangos de validez), hasta que la solución sea aceptable.

En resumen, el método aplicado podría ser:

- Aplicación directa e inversa de una serie de fórmulas basadas en ASME VIII División I y en la experiencia.



- Aplicación de una serie de factores de corrección basados exclusivamente en la experiencia.
- Aplicación de un proceso iterativo para buscar la solución óptima.
- Análisis mediante fórmulas de los resultados obtenidos.
- Verificación de que la solución obtenida está dentro de los valores admisibles o límites.
- Si la solución está dentro de los límites, se coge ésta como solución del cálculo mecánico del componente en cuestión. En caso contrario, el programa te informa de que hay algún fallo de diseño, por lo que habría que repetir los cálculos.

Éste método se ha de repetir componente a componente (por supuesto, las fórmulas cambian según el componente que se esté analizando) hasta que el calentador esté completamente calculado a presión.

3.4.2.1 SOFTWARE DE CÁLCULO CODECALC

Los cálculos realizados en Codecalc, están basados en las últimas ediciones de códigos ASME, tales como equipos a presión, calderas y estándares industriales, como el método Zick para soportes de equipos horizontales.

Codecalc es un programa desarrollado por COADE, Inc., cuya sede está en Houston, USA.

El programa Codecalc ofrece unas facilidades excepcionales de uso y una mejora en los resultados y en la eficiencia en cuanto a diseño se refiere, las cuales las podemos resumir en los siguientes puntos:

- Opciones de ayuda y múltiples archivos de análisis para que el usuario pueda definir de forma íntegra su equipo a presión.



- El usuario puede elegir su propia unidad de sistema en la que quiera trabajar, por ejemplo sistema internacional, sistema en unidades inglesas...Además dispone de un convertidor de unidades.
- El usuario puede acceder a la librería del programa, la cual tiene más de 3.000 tablas de tensiones admisibles a diferentes temperaturas y más de 67 cartas de presiones externas. El usuario puede añadir sus propios materiales a la base de datos.
- El usuario puede acceder a componentes de la librería, los cuales contienen diámetros y espesores de tubos normalizados, tablas de diferentes tipos de presión a diferentes tipos de temperaturas para un material seleccionado.
- Resumen que permite una evaluación de todos los componentes de un calentador. Presión de diseño, temperatura, material y máxima presión permitida de trabajo son mostrados para cada componente.
- Gran cantidad de documentación con ejemplos, que permite tanto a principiantes como a expertos un buen manejo del programa.
- Dibujos escalados y dimensionados para cada componente del calentador.
- Permite hacer un diseño óptimo del equipo.
- Si durante el diseño de un componente del equipo, se necesita rescatar datos de entrada de otro componente mediante la elección *merge*, permite importar los datos que se deseen.

El programa Codecalc, es un programa muy potente que permite realizar un cálculo mecánico de las diferentes partes que constituye el calentador. Sus principales aplicaciones son:



Cuerpo y cabeza (shell & head)

Realiza el cálculo en función de la presión interna y externa de diseño según el código ASME, sección VIII división I. El cuerpo puede ser cilíndrico o cónico, y las cabezas esféricas o elípticas. El programa calcula el espesor mínimo requerido y la presión interna máxima admisible para la componente dada. Además también calcula la temperatura de diseño del metal y la posibilidad o no de utilizar anillos de refuerzo al cuerpo para la presión externa de diseño.

Conexiones

Calcula el espesor requerido y refuerzo para las conexiones debido a la presión interna que hay en el cuerpo, usando el código ASME, sección VIII división I. Además el programa contiene información sobre diámetros nominales de tuberías y sus espesores. El programa revisa los tamaños de soldaduras, y los momentos flectores y esfuerzos cortantes que se pueden producir en la soldadura, analizando si dicha soldadura aguanta las tensiones mencionadas.

Bridas

Realiza un análisis de tensiones y selección de la geometría de las bridas según ASME, sección VIII división I. Este programa realiza y diseña diferentes tipos de bridas:

- Análisis integro de la brida.
- Análisis de la brida ciega, circular o no circular.
- Soldadura del cuello de la brida.
- Análisis de la cara de la brida con junta.

En el caso de estudio se ha utilizado el primer tipo de análisis.



Placa tubular

Determina el espesor requerido de la placa tubular para tubos en U, según ASME, sección VIII división I. Puede ser usado para múltiples casos de cargas a las que se ve sometida la placa tubular, con corrosivas o no.

Soportes horizontales

Realiza un análisis de tensiones de los soportes horizontales según el método Zick. Los resultados incluyen análisis de tensiones en la base soporte, en el punto medio del cuerpo y de la cabeza. Se evalúa la posibilidad del uso de anillos de refuerzos. Las cargas sísmicas y del viento también son consideradas. El usuario si lo desea puede especificar una fuerza de fricción y una fuerza longitudinal adicional.

Resumen esquemático del funcionamiento de Codecalc

Para terminar y como forma esquemática, se presenta a continuación, el procedimiento a seguir del programa Codecalc para el cálculo mecánico de cada una de las diferentes partes del calentador:

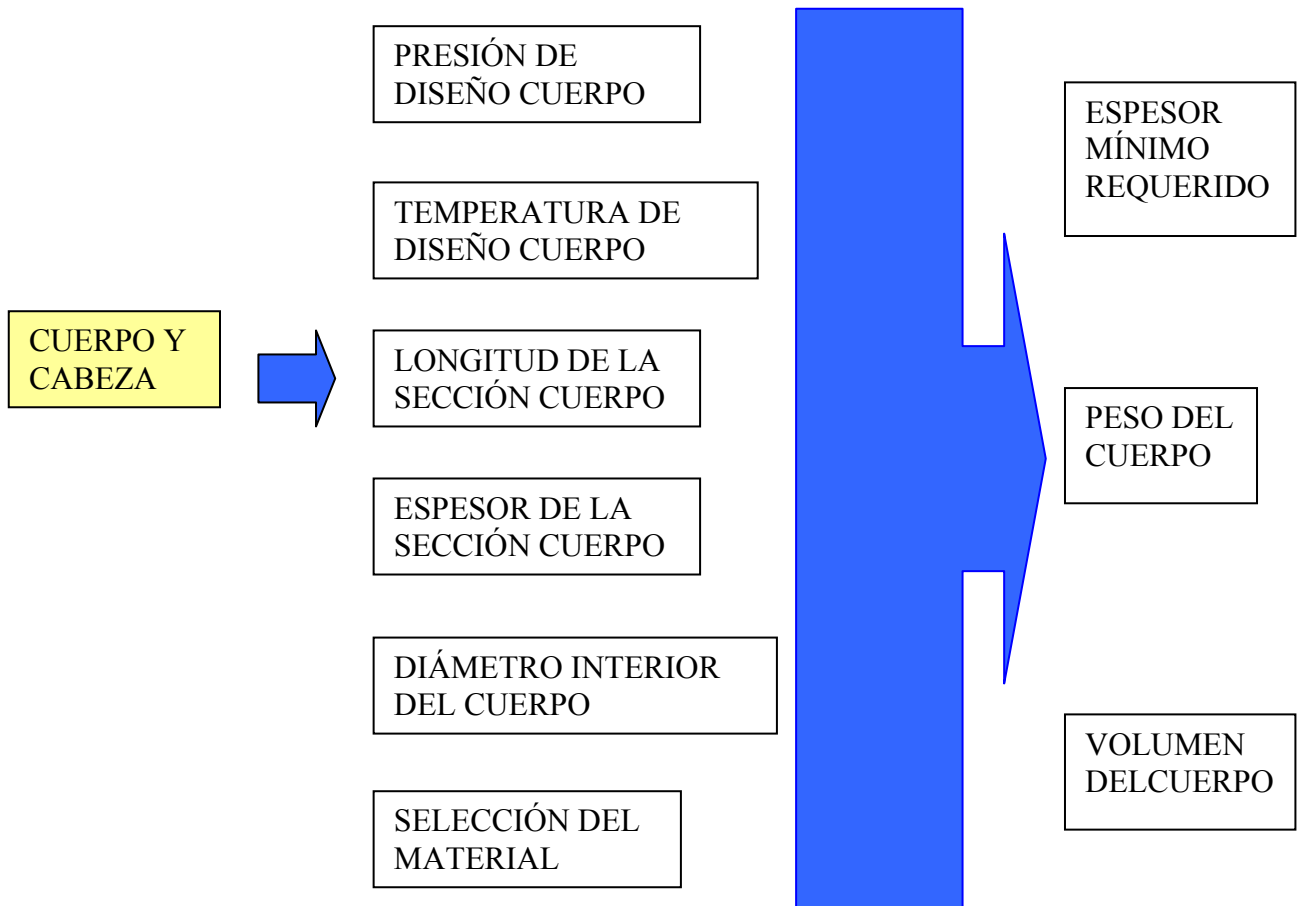


Figura 3.16
Fuente: Elaboración propia.

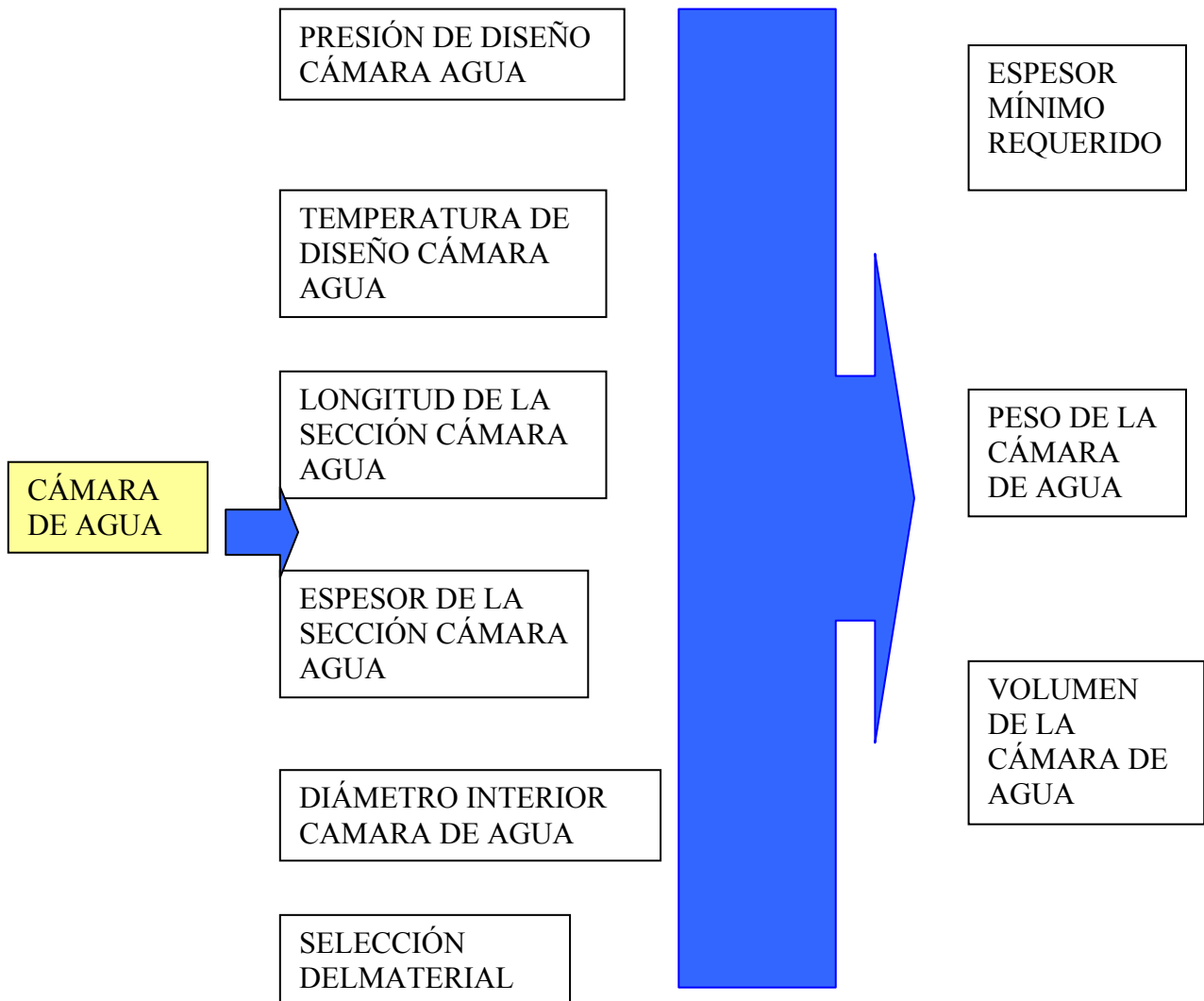


Figura 3.17
Fuente: Elaboración propia.

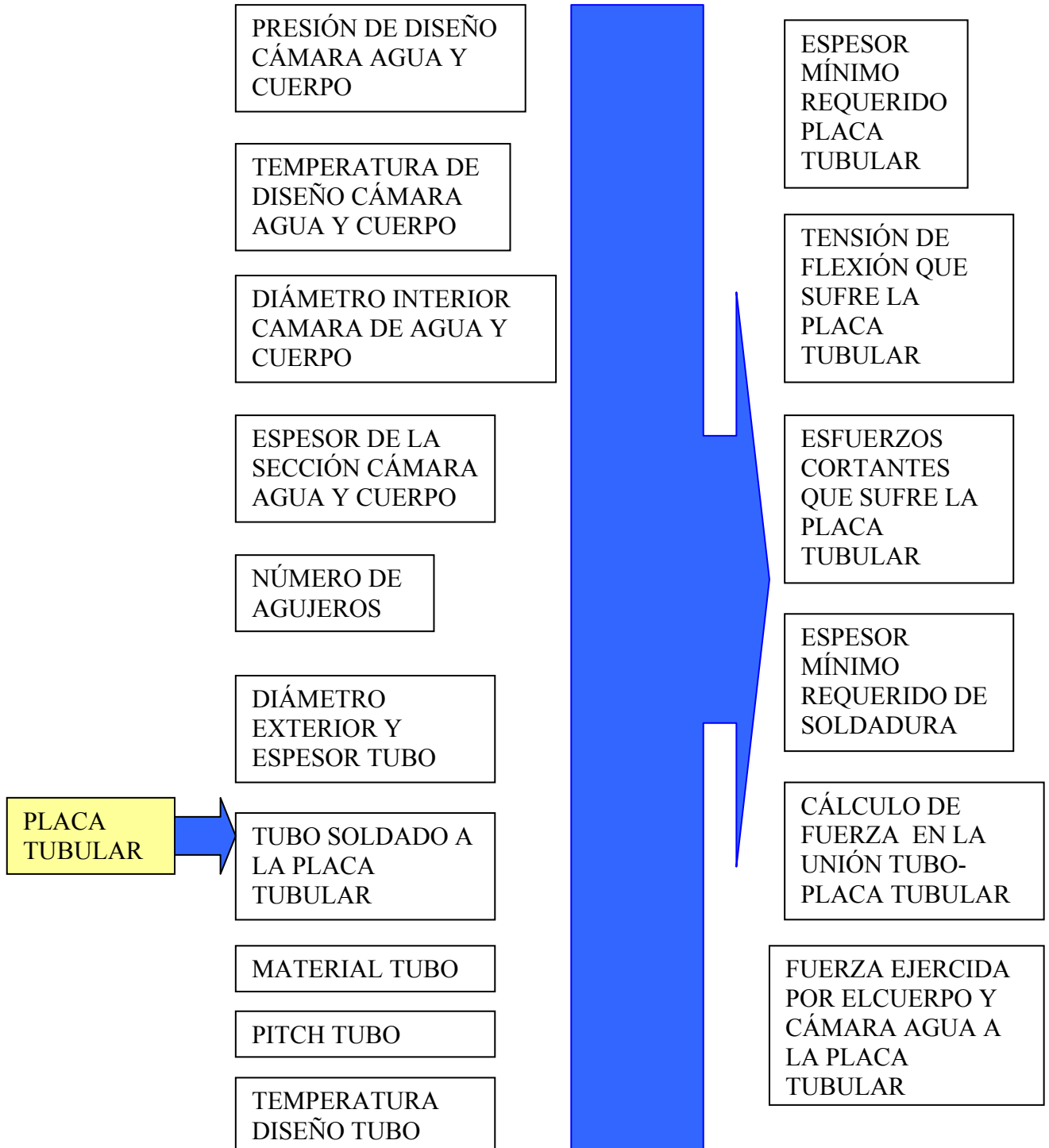


Figura 3.18
Fuente: Elaboración propia.

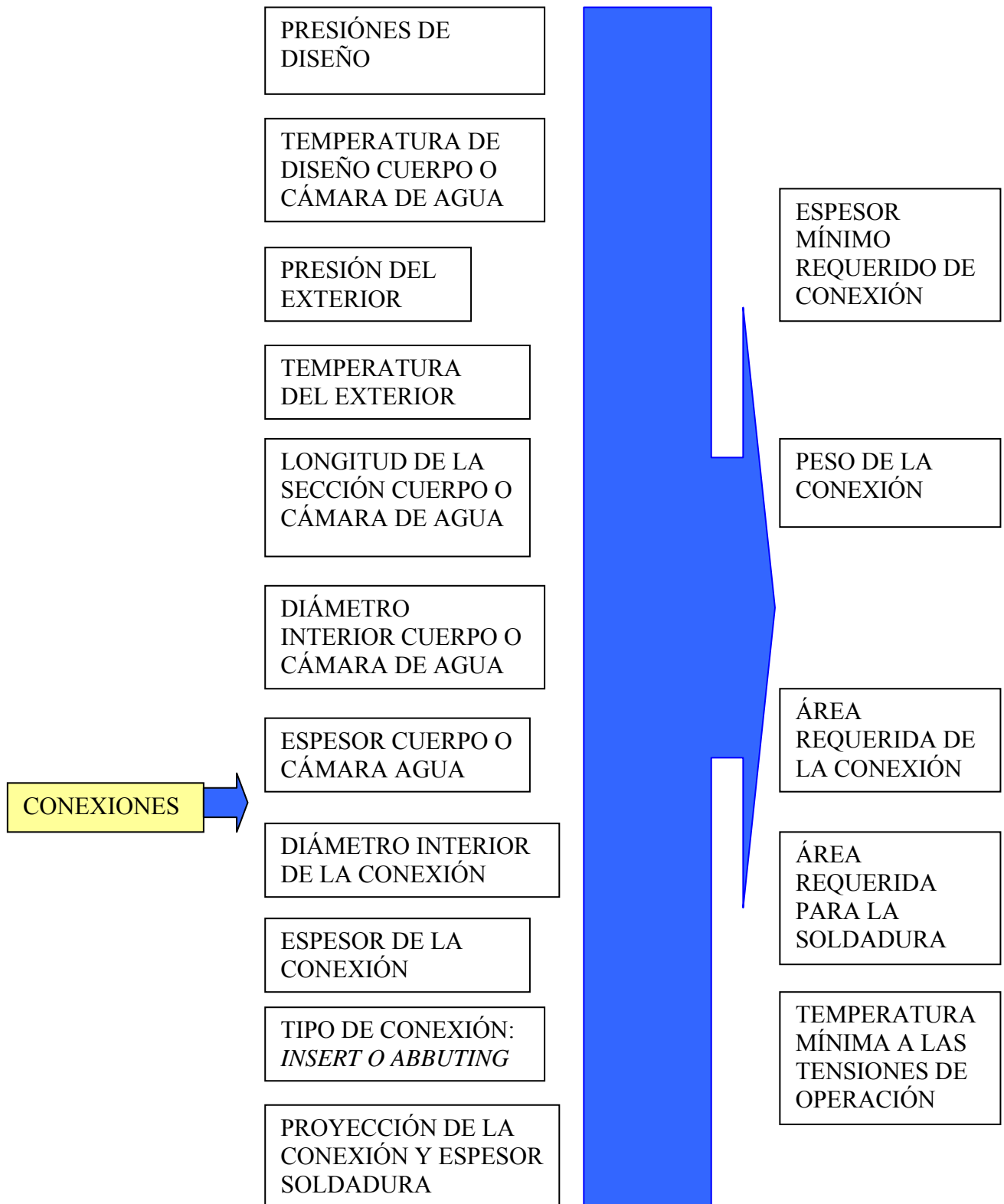


Figura 3.19
Fuente: Elaboración propia.



3.4.3 CÁLCULO DE LA PLACA TUBULAR

Mención aparte, merece el cálculo de la placa tubular, componente al que se le dedicará un apartado.

La placa tubular es el elemento que sufre mayores tensiones, debidas a las presiones diferenciales entre caras que debe soportar, y a las distintas temperaturas que tiene el lado vapor y el lado agua. Estos factores provocan tensiones de dos tipos en la placa tubular: tensión por cortante y tensión por flexión. Existen dos fórmulas en TEMA para calcular su espesor, atendiendo a uno u otro fenómeno como el más restrictivo.

Cálculo por tensiones debidas a momento flector:

$$T_B = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{\eta S}} \quad (56)$$

Factor de rigidez para placa tubular soldada en lado cuerpo y lado agua.

$$F = 1.0 \quad (57)$$

Factor de eficiencia del ligamento para configuración triangular.

$$\eta = 1 - \frac{0,907}{\left(\frac{Pitch}{D_o}\right)^2} \quad (58)$$



Cálculo por tensiones debidas a cortante:

$$T_s = \frac{0,31 \cdot D_L}{\left(1 - \frac{D_o}{Pitch}\right)} \left(\frac{P}{S}\right) \quad (59)$$

$$D_L = \frac{4 \cdot A}{C} \quad (60)$$

Donde:

T_B = espesor de la placa tubular por flector (in).

F = factor que depende del ratio entre el espesor de la placa tubular y el diámetro interior.

G = diámetro interior de la placa tubular de tipo integral, (in).

P = presión de diseño, (psig).

S = tensión admisible a la temperatura de diseño, (psi).

T_s = espesor de la placa tubular por cortante (in).

D_o = diámetro exterior del tubo (in).

$Pitch$ = distancia entre centros de tubos o agujeros (in).

C = perímetro de los tubos exteriores: OTL

A = área encerrada en el perímetro que marcan los tubos exteriores (OTL) del haz tubular.

El cortante será más restrictivo que el flector cuando se cumpla:

$$\frac{P}{S} \geq 1,6 \cdot \left(1 - \frac{D_o}{Pitch}\right)^2 \quad (61)$$



Estas fórmulas también son tomadas en cuenta por el Código ASME VIII Div.I., con diferencias en algunos parámetros, como se muestran en la Figura 3.20.

El cálculo del equipo siempre deberá cumplir con el Código.

The ASME formula for tubesheet stress can be written:

$$h = F_{ASME} \frac{G}{3} \sqrt{\frac{P_e (X_a)}{\eta S}} \quad \text{with:} \quad F_{ASME} = 3 \sqrt{\frac{\eta}{\mu^*} F_M (X_a)}$$

(Where “h” is the required ASME tubesheet thickness)
so as to compare to the TEMA formula :

$$T = F_{TEMA} \frac{G}{3} \sqrt{\frac{P_e (X_a)}{\eta S}} \quad \begin{cases} 0.8 & \text{if the tubesheet is clamped} \\ 1.0 & \text{if the tubesheet is simply supported} \end{cases}$$

Figura 3.20: Efecto palanca entre tubo y placa tubular

Fuente: www.coade.com/Uploads/dwnld/pvelite/uhx_wpapaper.doc

3.5 ANÁLISIS DE VIBRACIONES

El caudal o flujo de un determinado fluido (gas o líquido), relacionado con la geometría del intercambiador de calor, puede provocar vibraciones sobre los tubos. Éste fenómeno es muy difícil de definir y comprender, y la solución para evitar dichas vibraciones es muy compleja.

El daño producido por la vibración en los tubos, puede ocurrir bajo ciertas condiciones de configuración de las placas soportes y *baffles* en el cuerpo del calentador, es decir, la misión de las placas soportes es la de, como su propio nombre indica, soportar/sujetar y evitar vibraciones en los tubos, por lo que, un mal cálculo de distancias entre placas soportes, o un mal diseño, puede dar lugar a daños en los tubos debido al efecto que producen las vibraciones.



El resultado de los daños mecánicos que se pueden producir en los tubos debido a las vibraciones, se puede presentar de diversas formas:

- Problemas o daños debido a colisiones: Las vibraciones pueden producir, ante un mal diseño mecánico, la colisión entre distintos tubos (la distancia entre tubos del haz tubular es muy pequeña), e incluso, pueden llegar a chocar con el cuerpo o carcasa del calentador, debido a las largas amplitudes de vibración y a la longitud de dichos tubos. Hay que tener en cuenta que el área del calentador que se puede ver afectada por dichas vibraciones es muy grande, por lo que es necesario un estudio muy detallado de las vibraciones, con el fin de minimizarlas al máximo o eliminarlas en su caso. El estudio debe ser totalmente particularizado para cada tipo de calentador y cada condición y circunstancia.
- Daño en los *baffles*: Como se ha expuesto anteriormente, los *baffles* son una serie de placas que se colocan en las distintas zonas del calentador, para darle al vapor o condensado un mayor tiempo de residencia y un mayor recorrido, con el fin de producir un mejor intercambio o transferencia de calor y la consiguiente mejora del rendimiento. Al producirse vibraciones en los tubos, estos pueden llegar a chocar con los *baffles*, disminuyendo su espesor, e incluso rompiéndolos, produciéndose, por tanto, una peor transferencia de calor y un empeoramiento del rendimiento.
- Efecto palanca entre el tubo y la placa tubular: El efecto palanca se representa en la siguiente Figura. En la zona donde indican las flechas rayadas (ver Figura 3.21), se puede producir el desgaste de la placa tubular, y el flujo de vapor puede circular por ese desgaste, produciendo vibraciones en esa zona del tubo, con el consiguiente efecto palanca con la placa tubular y rotura del tubo.

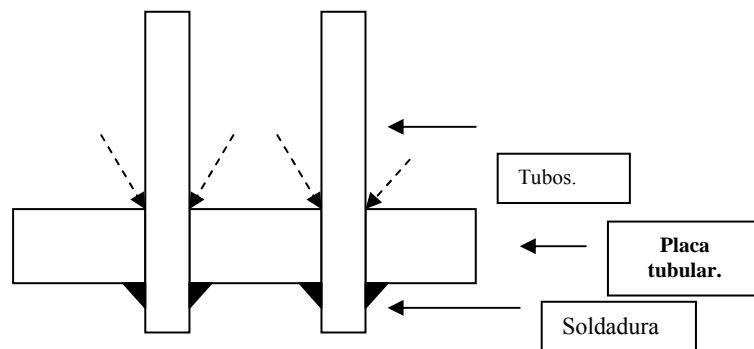


Figura 3.21: Efecto palanca entre tubo y placa tubular
Fuente: Manual de diseño de FWESA.

- Rotura de tubo entre placas soporte (Figura 3.22): La zona más probable de rotura de un tubo entre placas soporte se produce en dos zonas (en la mitad del tubo entre placas soporte y en el punto de unión placa soporte-tubo), como muestra la Figura 3.22. En la mitad entre placas soporte se produce la mayor longitud de onda, y en la zona de contacto entre el tubo y placa soporte, el efecto cizalla de la placa soporte sobre el tubo.

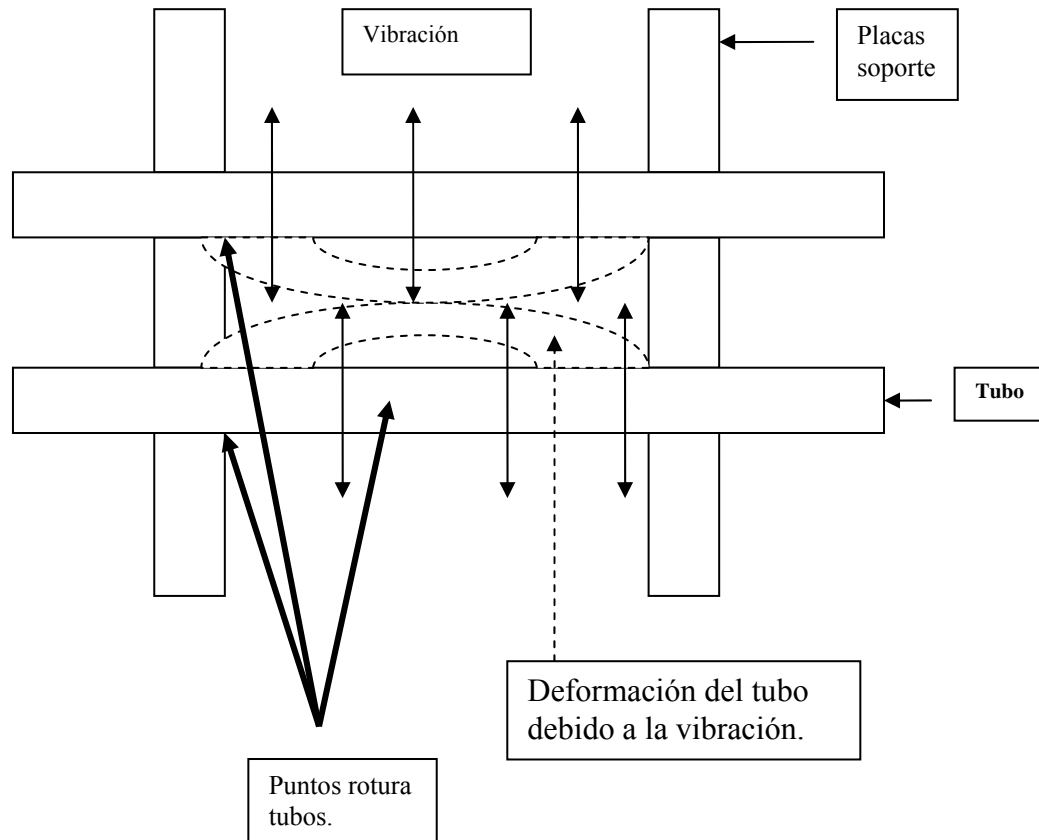


Figura 3.22: Rotura de tubos entre placas soportes
Fuente: Manual de diseño de FWESA.

Hay cuatro circunstancias que inducen a vibraciones en los tubos:

- Inestabilidad fluidoelástica.
- Desprendimientos de vórtices.
- Vibración turbulenta.
- Resonancia acústica.

El fenómeno de resonancia acústica provoca ruido, pero no va acompañado de un aumento considerable en la amplitud de vibración.



El mecanismo más peligroso es la inestabilidad fluidelástica, que puede producir amplitudes de vibración extremadamente elevadas, la cual puede controlarse haciendo:

$$V_c = \frac{D \cdot f_n \cdot d_o}{12} \quad (62)$$

$$f_n = 0,04944 \cdot C_n \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{W_e \cdot L^4}} \quad (63)$$

V_c = velocidad crítica máxima transversal /longitudinal, ft/sec.

D = factor adimensional, ver Figura 3.23.

La distribución de los tubos corresponde a *Tube Pattern* 30°. El parámetro fluidelástico depende del factor de amortiguamiento, que se calcula experimentalmente.

f_n = frecuencia natural fundamental de los tubos, ciclos/seg.

d_o = diámetro exterior del tubo, in.

C_n = número adimensional que depende del número de soportes.

E = módulo de elasticidad del tubo.

I = momento de inercia del tubo.

W_e = peso de tubo por unidad de longitud.

L = distancia entre placas soporte.

g = aceleración de la gravedad.



FORMULAE FOR CRITICAL FLOW VELOCITY FACTOR, D

Tube Pattern (See Figure RCB-2.4)	Parameter Range for x	Dimensionless Critical Flow Velocity Factor, D
30°	0.1 to 1	$8.86 \left(\frac{P}{d_o} - 0.9 \right) x^{0.34}$
	over 1 to 300	$8.86 \left(\frac{P}{d_o} - 0.9 \right) x^{0.5}$
60°	0.01 to 1	$2.80 x^{0.17}$
	over 1 to 300	$2.80 x^{0.5}$
90°	0.03 to 0.7	$2.10 x^{0.15}$
	over 0.7 to 300	$2.35 x^{0.5}$
45°	0.1 to 300	$4.13 \left(\frac{P}{d_o} - 0.5 \right) x^{0.5}$

P = Tube pitch, inches

d_o = Tube OD or fin root diameter for integrally finned tubes, inches

$$x = \frac{144 w_g \delta_T}{\rho_o d_o^2} = \text{Fluid elastic parameter}$$

where

ρ_o = Shell side fluid density at the corresponding local shell side bulk temperature, lb/ft³

δ_T = Logarithmic decrement (See Paragraph V-8)

w_o = Effective weight of the tube per unit length, lb/ft (See Paragraph V-7.1)

Figura 3.23: Factor adimensional D, para velocidad crítica.

Fuente: Standards Of the Tubular Exchanger Manufacturers Asociation, ed. 8th

Cumpliendo las velocidades para no sobrepasar las pérdidas de carga en las diferentes zonas del calentador, se estará por debajo del valor crítico. El programa calculará la velocidad crítica.



En el caso de desprendimiento de vórtice y vibración turbulenta, se debe prestar especial atención a la proximidad entre la frecuencia de vibración de los tubos inducida por estos fenómenos y la frecuencia acústica natural de la carcasa, para evitar resonancia acústica, y que la energía cinética del fluido se convierta en ondas de presión.

El desprendimiento de vórtice puede degenerar en una banda ancha de turbulencia que se propague al interior del banco de tubos.

Estos dos fenómenos son propensos a causar daño en los tubos, en las entradas de vapor y salida de drenaje del calentador.

Las frecuencias de estos dos fenómenos son:

$$f_{VS} = \frac{12 \cdot S \cdot V}{d_o} \quad (64)$$

$$f_{TB} = \frac{12 \cdot V}{d_o \cdot X_T \cdot X_L} \left[3,05 \left(1 - \frac{1}{X_T} \right)^2 + 0,28 \right] \quad (65)$$

La frecuencia natural acústica de la carcasa viene dada por:

$$f_A = \frac{409}{\omega} \left(\frac{P_s \gamma}{\rho_o \left(1 + \frac{0,5}{X_T X_L} \right)} \right)^{\frac{1}{2}} i \quad (66)$$

f_{VS} = frecuencia de desprendimiento de vórtice, ciclos/sec.

S = número de Strouhal, número adimensional que, en mecánica de fluidos, relaciona la oscilación de un flujo con su velocidad media. Ver Figura 3.24.

V = velocidad del fluido, ft/sec.

d_o = diámetro exterior del tubo, in.

f_{TB} = frecuencia de desprendimiento de vórtice, ciclos/sec.



X_T = relación paso transversal entre tubos / diámetro exterior del tubo, P_t / d_o

X_L = relación paso longitudinal entre tubos / diámetro exterior del tubo, P_l / d_o

f_A = frecuencia acústica de la carcasa, ciclos/sec

ω = distancia entre el *baffle* y la pared de la carcasa.

P_S = presión de operación del lado vapor, psia.

γ = ratio de calor específico del vapor.

ρ_O = densidad del vapor a la temperatura de saturación, lb/ft³.

i = modos de vibración, (1,2,3,4)

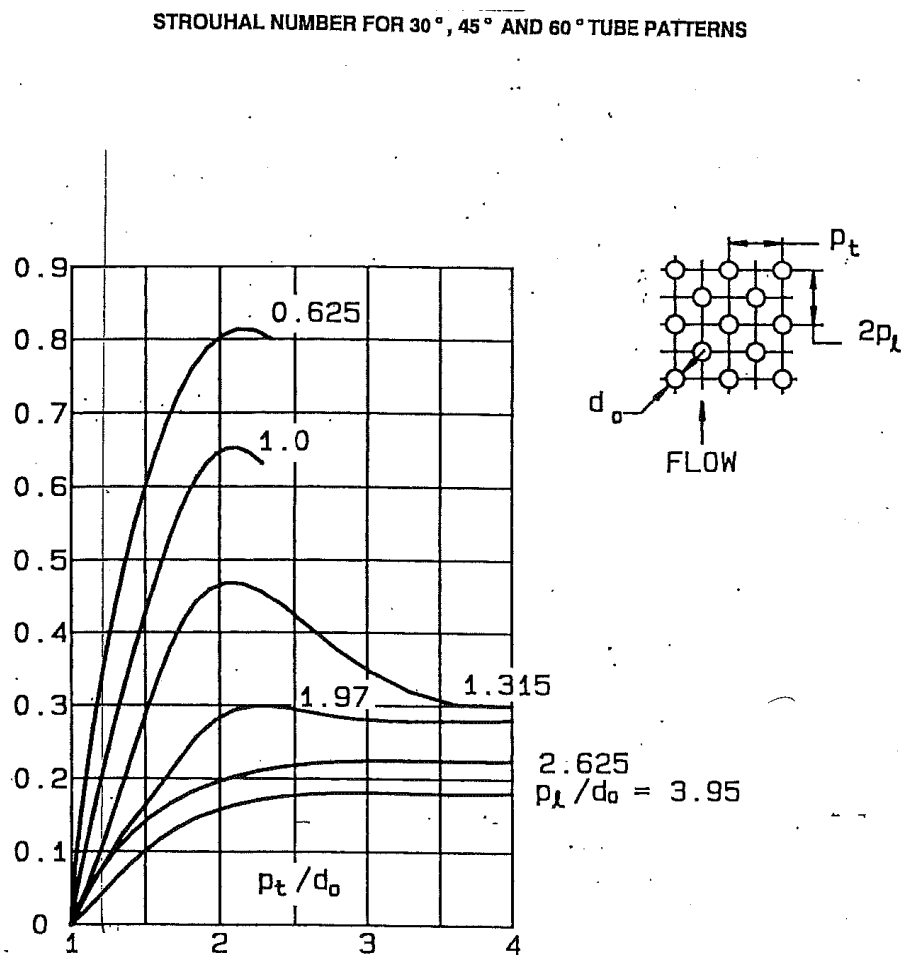


Figura 3.24: Número de Strouhal, para velocidad crítica.

Fuente: Standards Of the Tubular Exchanger Manufacturers Asociation, ed. 8th



En la Figura 3.24, se introducen los valores X_T y X_L , que relacionan las distancias entre tubos transversal y longitudinal respectivamente, con el diámetro exterior del tubo. Con estos valores obtenemos en el eje de abscisas el número de Strouhal.

Se comprobarán las siguientes condiciones para asegurar que no exista resonancia acústica. Si se cumplen las condiciones a),b) y c) existirá riesgo de vibraciones.

a)

$$0,8f_{VS} < f_A < 1,2f_{VS} \quad (67)$$

ó

$$0,8f_{TB} < f_A < 1,2f_{TB} \quad (68)$$

b)

$$V > \frac{f_A d_o (X_L - 0,5)}{6} \quad (69)$$

c)

$$V > \frac{f_A d_o}{12S} \quad (70)$$

y

$$\frac{R_e}{S \cdot X_T} \left(1 - \frac{1}{X_o} \right)^2 > 2000 \quad (71)$$

$$X_o = 2X_L \quad (72)$$

$$R_e = \frac{124,13 \cdot d_o \cdot V \cdot \rho_o}{\mu} \quad (73)$$

R_e = número de Reynolds

μ = viscosidad del vapor, centipoise.



El diseño del espaciado comprendido entre dos placas soporte es un problema complejo, el cual ha sido estudiado en profundidad por la normativa de diseño HEI y TEMA.

Como requisito básico, se debe cumplir que el espaciado entre las placas soportes o de los *baffles* en la parte recta de los tubos en U del calentador, no debe ser nunca superior a los siguientes valores:

- 1 219,2 mm para tubos cuyo diámetro exterior sea 15,875 mm.
- 1 371,6 mm para tubos con diámetro exterior de 19,05 mm.
- 1 447,8 mm para tubos con diámetro exterior de 7/8 pulgadas 22,225 mm.
- 1 524 mm para tubos cuyo diámetro exterior sea 1 pulgada 25,4 mm.

En la zona de condensación, es decir, en la parte curva de los tubos en U cada una de las patas de soporte de la parte curva del tubo deben estar espaciadas 203,2 mm respecto al punto de tangencia.

3.6 ALTERNATIVAS EN EL DISEÑO

Con las mismas condiciones de entrada de diseño que han sido utilizadas con material de tubos SA-556 C2, se intentará obtener un diseño más económico, utilizando SA-688 tp.304. El uso de acero inoxidable en lugar de acero al carbono, conlleva un cambio muy significativo en la conductividad térmica del metal, ver Tabla 3.10:

Tabla 3.10

MATERIAL	SA-556 C2	SA-688 tp. 304
K(Tª media de la pared del tubo)	44,551 W/m °C	17,546 W/m °C
Espesor, a Presión de Diseño	1,040 mm.	1,676 mm.

Aunque los tubos de inoxidable permiten mayor velocidad de circulación del agua de alimentación, las limitaciones de diseño en cuanto a pérdida de carga no permitirán optimizar este parámetro.



4. RESULTADOS DEL DISEÑO



Los datos introducidos correspondientes a las Tablas 3.1 y 3.2 los consideramos fijos.

Partiendo de estos datos se modificarán las siguientes variables:

- Velocidad del agua de circulación.
- Diámetro del tubo, probando con los tubos estándar para estos equipos, 19.05 mm. / 15.875 mm. de diámetro exterior
- Pitch entre tubos (distancia entre centros de tubos).
- Pitch convencional o rotado. Orientación de la disposición de los tubos contra la corriente incidente del fluido.
- Pérdida de carga máxima en la zona de subenfriamiento.

Modificando estas variables, alcanzaremos el diseño óptimo que respete las restricciones de la Tabla 3.2 y las recomendaciones del *Heat Exchange Institute*, H.E.I., que aparecen en el tema anterior.

A continuación se muestran en tablas, la sensibilidad de los cambios en los principales parámetros, debidas a los cambios en las variables arriba mencionadas.

The data of 3.1 and 3.2 Tables are considered fixed. From these data, the following variables will be modified:

- *Circulation water velocity.*
- *Tube diameter, checking standard tubes for these equipments, 19,05mm. / 15,875 mm external diameter.*
- *Pitch between tubes (distance between tubes centers)*
- *Conventional or rotated pitch. Tubes layout orientation against the incident fluid flow.*
- *Maximum pressure loss in sub-cooling zone.*

Modifying these variables, the optimum design is reached. A design that complies with the 3.2 Table restrictions and with the H.E.I recommendations which appear in the previous section.

The sensibility of changes on the main parameters, due to changes on the variables indicated above, are showed in the following tables.



4.1 AJUSTE DE PARÁMETROS DE DISEÑO

Se comienza eligiendo tubos de diámetro exterior 15,875 mm.

Se va a comprobar cómo evoluciona el área de intercambio para los dos materiales, SA-688 tp304 y SA-556 C2, al variar la velocidad de circulación del agua.

Al aumentar la velocidad del agua, aumenta por consiguiente la pérdida de carga (que está limitada a 0,50 bar), pero se consigue mejorar la transferencia térmica puesto que, el coeficiente convectivo interno por convección forzada, h_i (ver fórmula 34), aumenta, aumentando así el coeficiente de transferencia global, U , (Potencia Transferida) por cada zona del calentador.

En la figura 3.12 se observa la relación entre la velocidad y la resistencia térmica por convección forzada, R_w (ver fórmula 33), en el interior de los tubos.

En la Tabla 4.1, se encuentran las entradas fijas al programa.

La pérdida de carga en la zona de subenfriamiento se fija a un valor conservador, la mitad del máximo permitido por H.E.I., por posibles modos de funcionamiento distintos al 100% de carga, tal como se comentó en el apartado 2.3.4. Posteriormente se aumentará este valor para ver sus efectos térmicos en el equipo.

Tabla 4.1: Entradas fijas al programa / Diámetro exterior del tubo 15,875mm.

MATERIAL DEL TUBO	Conductividad térmica (W/ m °C)	Espesor del tubo (mm.)	Pitch (mm.)	Pérdida de carga zona subenfriamiento (bar)
SA-556 C2	44,551	1,067	20,6375	0,15 / 0,17
SA-688 TP.304	17,546	1,397	20,6375	0,15 / 0,17



**Tabla 4.2: Cambios en la velocidad de circulación /
Diámetro exterior del tubo 15,875mm.**

PARÁMETROS DE ENTRADA	RESULTADOS / TUBOS SA-556 C2				
Velocidad del agua por los tubos (m/s)	Área de intercambio efectiva (m ²)	Longitud efectiva (mm.)	Número de tubos	Pérdida de carga lado tubos (bar)	POTENCIA TRANSFERIDA U (zona condensación) (W / m ² °C)
1,52	152	7.615	225	0,34	4.634
1,60	151	7.904	215	0,38	4.716
1,68	149	8.190	205	0,42	4.780
1,72	147	8.325	199	0,45	4.816
1,80	146	8.615	191	0,50	4.874
PARÁMETROS DE ENTRADA	RESULTADOS / TUBOS SA-688 TP.304				POTENCIA TRANSFERIDA U (zona condensación) (W / m ² °C)
1,52	198	8.875	249	0,40	3.550
1,60	196	9.245	237	0,45	3.590
1,68	194	9.590	226	0,51	3.624

Como se observa en la Tabla 4.2, la solución óptima se obtiene ajustando la pérdida de carga a 0,50 bar, que es límite máximo permitido. Al tener menor espesor los tubos de acero al carbono (SA-556 C2) que los de inoxidable (SA-688 tp304), el diámetro interno del tubo es menor por lo que, se permite una mayor velocidad de circulación del agua, mejorando la transferencia de calor por convección forzada interna.

La potencia transferida, siempre se calculará respecto al área externa del tubo.

El área de intercambio para la misma pérdida de carga, 0,50 bar, es un 30% menor para la opción de tubos SA-556 C2, por lo anteriormente comentado, y la mejor conductividad del acero al carbono.

Se procederá ahora a aumentar el diámetro del tubo a 19,05mm., lo que disminuirá el diámetro del equipo y el número de tubos, haciéndolo más compacto.



Tabla 4.3: Entradas fijas al programa / Diámetro exterior del tubo 19,05mm.

MATERIAL DEL TUBO	Conductividad térmica (W/m°C)	Espesor del tubo (mm.)	Pitch (mm.)	Pérdida de carga zona subenfriamiento (bar)
SA-556 C2	44,551	1,295	23,8125	0,15 / 0,17
SA-688 TP.304	17,546	1,676	23,8125	0,15 / 0,17

**Tabla 4.4: Cambios en la velocidad de circulación /
Diámetro exterior del tubo 19,05mm.**

PARÁMETROS DE ENTRADA	RESULTADOS / TUBOS SA-556 C2				
Velocidad del agua por los tubos (m/s)	Área de intercambio efectiva (m ²)	Longitud efectiva (mm.)	Número de tubos	Pérdida de carga lado tubos (bar)	POTENCIA TRANSFERIDA U (zona condensación) (W / m ² °C)
1,52	159	9.525	157	0,35	4.470
1,60	158	9.920	150	0,38	4.535
1,68	156	10.260	143	0,43	4.590
1,72	154	10.465	139	0,47	4.630
1,80	153	10.820	133	0,50	4.686
PARÁMETROS DE ENTRADA	RESULTADOS / TUBOS SA-688 TP.304				POTENCIA TRANSFERIDA U (zona condensación) (W / m ² °C)
1,52	214	11.560	173	0,42	3.305
1,60	211	12.015	164	0,47	3.345
1,68	210	12.475	157	0,53	3.375

Aunque las velocidades permitidas sean mayores para los dos materiales, ver Tabla 3.2, La pérdida de carga se encuentra limitada a 0,50 bar por los tubos.



Para material SA-556 C2, con tubos de mayor diámetro y pérdida de carga igual a 0,50 bar, se consigue un área de intercambio parecida, un 5% mayor, pero el número de tubos disminuye considerablemente, 58 tubos menos.

Con tubos de acero inoxidable, esta opción es descartable debido a que el área de intercambio es un 37% mayor que con tubos de acero al carbono.

En la Figura 4.1 se puede constatar el aumento del coeficiente de transferencia de calor global con el aumento de la velocidad del agua de circulación, para las dos opciones consideradas de material de tubo y diámetro exterior.

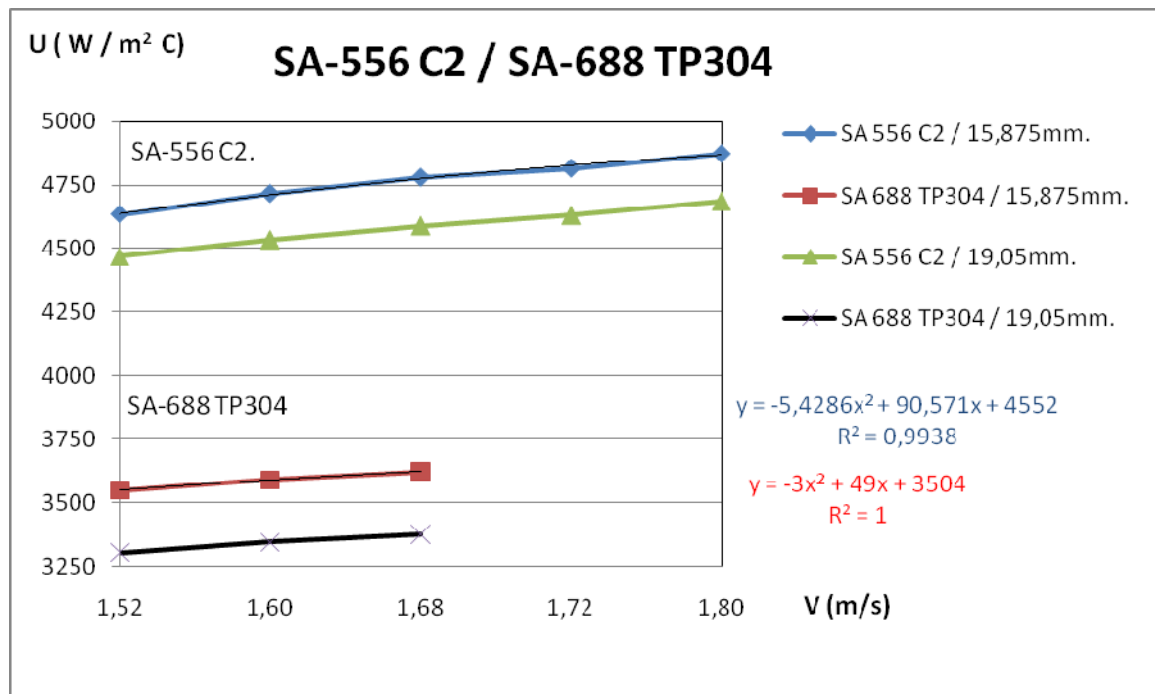


Figura 4.1: Transferencia de calor vs velocidad de circulación.
Fuente: Elaboración propia.

Al aumentar el diámetro exterior del tubo, aumenta también el diámetro interior, empeorando la transferencia de calor por convección forzada interna, debido a que el coeficiente convectivo h_i es inversamente proporcional al diámetro interior del tubo, ver ecuación 34.



Se puede observar también, que el aumento de *Pitch* al aumentar el diámetro del tubo, lleva consigo un aumento de área de intercambio, debido al empeoramiento de la transferencia de calor por convección forzada externa a los tubos.

El LMTD de la zona de condensación es fijo, debido a que el programa tiene fijada la temperatura de salida del agua de alimentación y la temperatura de saturación. El valor del LMTD en la zona de condensación es igual a 11,13 °C.

En la Tabla 4.5 se puede comprobar que, la potencia intercambiada en la zona de condensación varía menos en el caso de potencias transferidas mayores, esto se debe a la menor zona inefectiva en el calentador, al tener menos área de intercambio.

Tabla 4.5: Verificación de la potencia térmica requerida.
Diámetro exterior del tubo 19,05mm.

RESULTADOS / TUBOS SA-556 C2					
Velocidad del agua por los tubos (m/s)	POTENCIA INTERCAMBIO (GJ/h)	Área de intercambio efectiva (m ²) CONDENSACIÓN	Número de tubos	Pérdida de carga lado tubos (bar)	POTENCIA TRANSFERIDA U (zona condensación) (W / m ² °C)
1,52	24,89	139	157	0,35	4.470
1,60	25,07	138	150	0,38	4.535
1,68	25,01	136	143	0,43	4.590
1,72	24,86	134	139	0,47	4.630
1,80	24,97	133	133	0,50	4.686
PARÁMETROS DE ENTRADA	RESULTADOS / TUBOS SA-688 TP.304				POTENCIA TRANSFERIDA U (zona condensación) (W / m ² °C)
1,52	24,89	188	173	0,42	3.305
1,60	24,93	186	164	0,47	3.345
1,68	25,40	185	157	0,53	3.375



En la tabla 4.6 se representan los valores térmicos de la opción final seleccionada, estudiaremos las desviaciones existentes con respecto a la potencia calórica necesaria para el equipo, que se refleja en el balance térmico, en el apartado 3.2.1.

Tabla 4.6: Verificación de la potencia térmica requerida.

Diámetro exterior del tubo 19,05mm.

POTENCIA INTERCAMBIO (GJ/h)	Área de intercambio efectiva (m ²)	LMTD	POTENCIA TRANSFERIDA U (W / m ² °C)
CONDENSACIÓN			
25,04	133,36	11,13	4.686
SUBENFRIAMIENTO			
3,12	19,64	16,25	2.720
TOTAL			
28,15			
POTENCIA INTERCAMBIO REQUERIDA (GJ/h)	28,15	POTENCIA INTERCAMBIO REAL (GJ/h)	28,16

La diferencia con la potencia térmica requerida es 0,03%, prácticamente despreciable.

Con todas estas consideraciones se elige la opción que aparece en la Tabla 4.6, aumentando el espesor del tubo a 1,40mm. por tolerancias de fabricación del 8%, como indica H.E.I.

La velocidad deberá reducirse a 1,77 m/s, para cumplir con la pérdida de carga y disponer de cierto margen.



4.1.1 PÉRDIDA DE CARGA EN ZONA DE SUBENFRIAMIENTO

En este subapartado se estudiará como afecta tener limitada la pérdida de carga en la zona de subenfriamiento, por posibles modos de funcionamiento en caso By pass (ver Tema 2, apartado 2.3.4).

Se ha tenido en cuenta una pérdida máxima de 0,17 bar en el diseño, por posible By pass del calentador posterior, lo que aumentaría el caudal de condensado en la zona.

Si no existiera la opción By- pass, se podría haber aumentado la pérdida de carga hasta 0,34 bar (el doble)

Tabla 4.7: Entradas fijas al programa

MATERIAL DEL TUBO	Conductividad térmica (W/m°C)	Espesor del tubo (mm.)	Número de tubos	Velocidad del agua de circulación (m/s)
SA-556 C2	44,551	1,40	144	1,77

**Tabla 4.8: Cambios en la pérdida de carga de la zona de subenfriamiento /
Diámetro exterior del tubo 19,05mm.**

PARÁMETROS DE ENTRADA	RESULTADOS / TUBOS SA-556 C2			
Pérdida de carga Zona de Subenfriamiento (bar)	POTENCIA TRANSFERIDA U (Zona Subenfriamiento) (W / m ² °C)	Área de intercambio Zona Subenfriamiento (m ²)	Velocidad de paso por zona (m/s)	Longitud de la zona (mm.)
0,17	2689	19,84	0,65	2438
0,21	2725	19,57	0,68	2405
0,24	2752	19,37	0,71	2379
0,27	2834	18,77	0,80	2306
0,34	2865	18,56	0,83	2280



El aumento de pérdida de carga, permite afinar más el diseño del calentador, pues se mejora la transferencia de calor en la zona, al aumentar la velocidad de paso del condensado. Hay que recordar que en un calentador vertical, la disminución de la zona de subenfriamiento, conlleva la disminución de zona inefectiva de intercambio en la zona contrapuesta.

En la Figura 4.2 se estudia la tendencia del coeficiente de transferencia de calor global con la velocidad. De aquí se puede entresacar, que el coeficiente R en la fórmula 39, que depende de la velocidad, está relacionado con ella de forma no lineal, $f(V^{1/x})$.

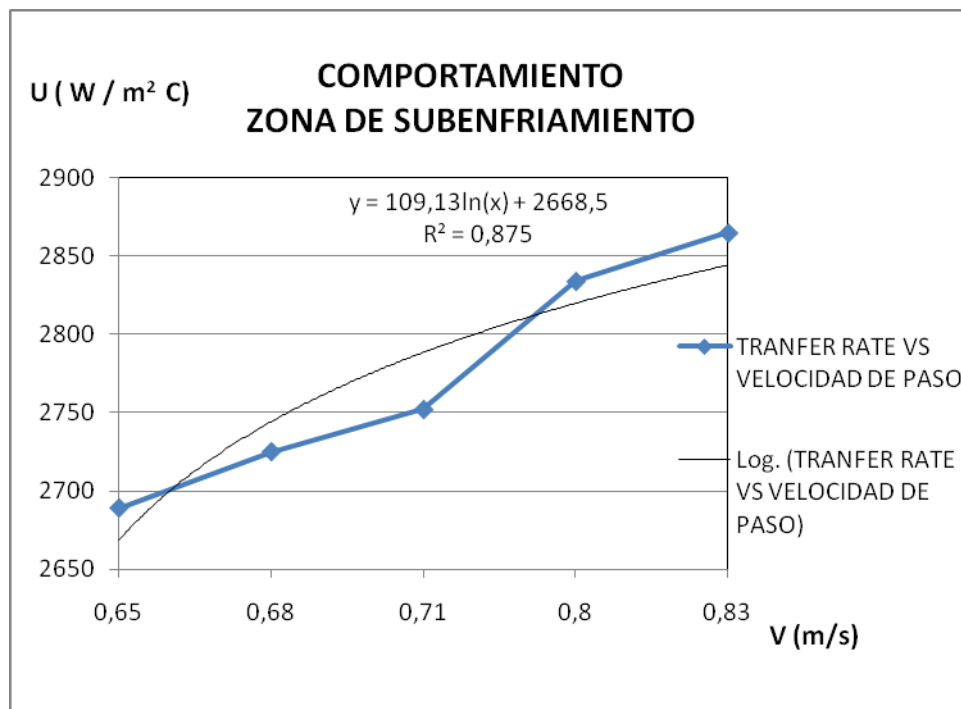


Figura 4.2: Transferencia de calor vs velocidad de paso.
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4.3, se grafica la pérdida de carga en la zona con la velocidad de paso del condensado. Se asemeja a la fórmula 29, donde se relacionan estos parámetros.

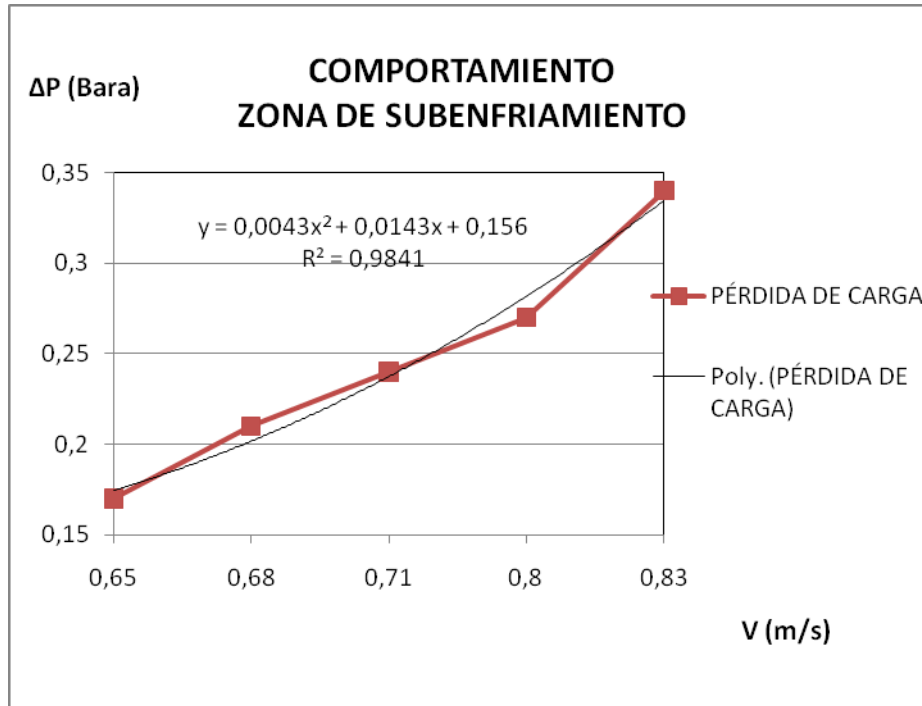


Figura 4.3: Pérdida de carga vs velocidad de paso.
Fuente: Elaboración propia.

Se puede comprobar también, que la pérdida de carga por los tubos disminuye al disminuir la zona de subenfriamiento, lo que permitiría volver a iterar aumentando la velocidad de circulación por dentro de ellos.

4.1.2 PITCH ROTADO

Después de lo expuesto en el apartado anterior, se procederá a rotar la configuración de los tubos, rotando el Pitch respecto de la Figura 3.15, para comprobar su efecto en el diseño. Al rotar 90° la configuración de los tubos, el paso o hueco entre ellos, que debe atravesar el fluido, cambia.

Permanecerán fijos los parámetros de la Tabla 4.7.

**Tabla 4.9: Cambios en la pérdida de carga de la zona de subenfriamiento**

PARÁMETROS DE ENTRADA	RESULTADOS / TUBOS SA-556 C2			
Pérdida de carga Zona de Subenfriamiento (bar)	Área de intercambio efectiva (m ²)	Longitud efectiva (mm.)	Área de intercambio Zona Subenfriamiento (m ²)	Pérdida de carga lado tubos (bar)
0,37	159	10.820	22	0,49

Como se puede ver en la Tabla 4.9, el cambio a *Pitch* rotado, que cambia la disposición de los tubos a la corriente incidente de condensado y vapor, abriendo el espacio entre tubos, empeora la transferencia de calor, aumenta el área de intercambio, sin embargo, puede ser de utilidad en zona de desrecalentamiento, o en intercambiadores de calor, donde tengamos una velocidad de paso del vapor alta por la zona.

4.2 COMPARATIVA DE LAS ALTERNATIVAS

A continuación, se muestra en la Tabla 4.10 los resultados finales del diseño del calentador para tubos en SA-556 C2 y SA-668 tp.304, con la diferencia porcentual de ambos diseños.

Se comparan los casos optimizados en velocidad de agua de circulación y pérdida de carga, para las dos opciones de material.

Tabla 4.10: Resultados diseño detallado

CONCEPTO		RESULTADO SA-556 C2	RESULTADO SA-688 C2	DIFERENCIA (INCREMENTO%)
Superficie	Efectiva	159,42 m ²	207,23 m ²	30 %
	Inefectiva	20,16 m ²	23,21 m ²	15 %
	Total	179,58 m ²	230,44 m ²	28 %
Número de pasos de agua		2	2	



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Velocidad (lado agua)		1,77 m/s	1,68 m/s	-5 %
Caída de presión	Lado agua	0,49 bar	0,53 bar	8 %
	Condensación	0,03 bar	0,03 bar	
	Subenfriamiento	0,17 bar	0,31 bar	82 %
Superficie efectiva por zona				
	Condensación	139,26 m ²	184,04 m ²	32 %
	Subenfriamiento	20,16 m ²	23,21 m ²	15 %
Coeficientes transferencia calor				
	Condensación	4480,89 W/m ² x°C	3374,60 W/m ² x°C	
	Subenfriamiento	2642,15 W/m ² x°C	2330,47 W/m ² x°C	
Espaciado placas soporte				
	Condensación	1000 mm	1000 mm	
	Subenfriamiento	184 mm	168 mm	
Número de tubos		144	157	9 %
Espesor de tubos		1,40 mm	1,68 mm	20 %
Longitud efectiva / por paso		10.491 m	12.500 m	19 %
Pitch (triangular)		23.8125 mm	23.8125 mm	
Carcasa	Diámetro interior	635 mm	660 mm	
	Espesor	15 mm		
Espesor cámara de agua		102 mm		
Espesor Placa tubular		126 mm	132 mm	4,7 %
Espesor Placas soporte		16 mm		
Diámetros interiores Conexiones	Entrada vapor	152,4 mm		
	Salida Drenajes	101,6 mm		
	Entrada de agua	203,2 mm		
	Entrada Drenajes	76,2 mm		
	Salida agua	203,2 mm		
	Ventoeo de arranque	19,05 mm		
	Conexión de ventoeo	31,75 mm		
	Válvula de seguridad	76,2 mm		
	Conexión inspección	50,8 mm		
Longitud Total Calentador		11,325 m	14,000 m	
Longitud total carcasa		10,564 m	13,000 m	
Peso en vacío		9.500Kg	11.500Kg	21%
Peso en operación		11.400Kg	13.400Kg	
Peso lleno		13.300Kg	15.300Kg	

Fuente: Elaboración propia

El incremento en área de intercambio con tubos de inoxidable, da como resultado un equipo con mayores dimensiones, que el que se obtiene con tubos de acero al carbono. Esto conlleva un aumento del error en el dimensionamiento térmico.



4.3 RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE VIBRACIONES

En este apartado se estudiará la sensibilidad que tiene el equipo a desarrollar problemas de vibraciones, modificando la distancia entre placas soporte.

Tabla 4.11: Entradas fijas al programa

MATERIAL DEL TUBO	Módulo Elástico (GPa)	Densidad (Kg/m ³)	Diámetro del tubo (mm.)
SA-556 C2	203	7830	19,05

Fuente: Elaboración propia

Se tomará para el cálculo la peor velocidad, esto es, la entrada de vapor sobre el haz de tubos si n tener en cuenta chapa de impacto.

Como se aprecia en la Tabla 4.12, al aumentar la distancia entre placas soporte, la frecuencia natural del tubo en el primer modo de vibración disminuye.

La velocidad crítica decrece, aunque se haya por encima de la máxima de paso del vapor por la zona de condensación.

La frecuencia acústica de carcasa está muy por encima de los criterios de comparación.

Se observa que al aumentar la distancia entre placas soporte, la frecuencia natural del tubo se aproxima a las frecuencias turbulenta y de desprendimiento de vórtice, hecho este que, puede provocar una amplitud de vibración en el tubo, que si bien no sobrepasaría el límite máximo impuesto por TEMA de 1/50 del diámetro del tubo, si ocasionaría desgaste a largo plazo en el contacto placa soporte/tubo.

**Tabla 4.12: Resultados diseño detallado**

ANÁLISIS DE VIBRACIONES			
Longitud entre placas soporte	1000 mm.	1200 mm.	1400 mm.
Frecuencia natural de los tubos	44 Hz	31 Hz	23 Hz
Número de Strouhal	0,25		
Parámetro D (<i>Flow Velocity Factor</i>)	8,16	7,79	7,50
Velocidad crítica	22,53 ft/sec	14,95 ft/sec	10,57 ft/sec
Frecuencia vibración desprend. vórtices	20,24 Hz		
Frecuencia vibración turbulenta	24,05 Hz		
Amplitud vibración desprend. vórtices	0,035	0,078	0,157
Amplitud máxima permitida	0,381		
Frecuencia acústica carcasa	361 Hz		
Velocidad paso zona condensación	5,06 ft/sec		
Velocidad de paso zona subenfriamiento	4,52 ft/sec		
0,8F _{vs} Zona de Condensación	16,2 Hz		
1,2F _{vs} Zona de Condensación	24,3 Hz		
0,8F _{TB} Zona de Condensación	19,2 Hz		
1,2F _{TB} Zona de Condensación	28,9 Hz		
Velocidad comparación condición b)	26,32 ft/sec		
Velocidad comparación condición c)	90,38 ft/sec		
Segundo parámetro de comparación <2000 ¿?	12.229		
Número de Reynolds	13.197		

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 4.4, se muestra la relación existente entre la frecuencia natural de vibración del tubo y el espaciado de las placas soporte, donde está soportado. En la fórmula 63, aparece la relación entre estos dos parámetros, que sigue la tendencia reflejada en el gráfico.

Se debe permanecer siempre alejado de las frecuencias de desprendimiento de vórtice y turbulenta. Respetando las distancias de espaciado que marca H.E.I. no debe haber problemas en cuanto a vibraciones. También se debe tener en cuenta el material de los tubos puesto que, su frecuencia natural puede ser baja.

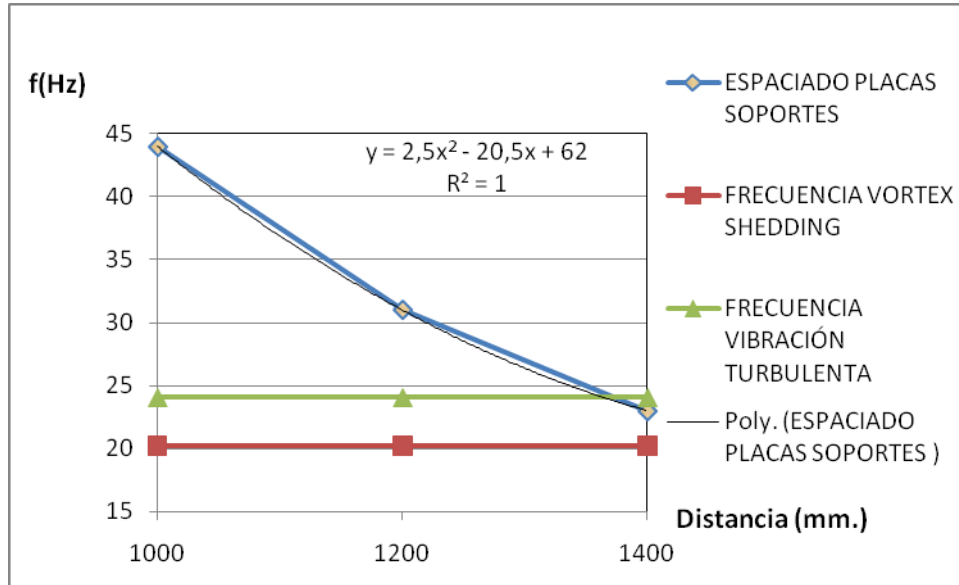


Figura 4.4: Frecuencia natural de vibración de los tubos vs distancia no soportada.

Fuente: Elaboración propia.

5. ESTUDIO ECONÓMICO



El estudio económico del diseño y fabricación del calentador de agua de alimentación de alta presión, consta de un presupuesto detallado que desglosa las diferentes partidas del equipo.

Los precios obtenidos no incluyen IVA, son estimaciones basadas en ratios comparativos de distintos proyectos y ofertas recopilados en Foster Wheeler.

Both high pressure feedwater heater design and high pressure feedwater heater fabrication economical study include a detailed budget where the different pieces of the equipment are exposed.

The obtained prices don't include IVA, they are estimations based on comparative ratios from different projects and offers compiled by Foster Wheeler.



5.1 DESGLOSE DE LA INVERSIÓN

Es necesario describir el alcance de suministro, necesario para realizar un desglose lo más completo posible del presupuesto.

5.1.1 MATERIALES Y FABRICACIÓN DEL EQUIPO

- Tubos: Para estimar este importe se ha considerado un precio de aproximadamente 5,5 Eur./m para SA-688 Tp.304 y 3,5 Eur./m para SA-556 C2, a esto hay que sumarle el curvado de los tubos rectos, que se estima en unos 3.000 Eur. para los 144 tubos incluyendo el 5% de repuesto. Longitud total aproximada de todos los tubos: 3.040 m. para SA-556 C2 y 3.925 m. para SA-688 Tp.304.
- Placa Tubular: Se estima un precio de 7 Eur./Kg. para forjar la placa tubular y el mecanizado posterior. El peso estimado de la Placa Tubular es 1.180 Kg.
- Recargue Placa Tubular: El recargue con soldadura de la placa tubular se estima en unos 4.000 Eur., considerando 4 días de trabajo.
- Taladrado de la placa tubular: Para un taladrado de $144 \times 2 = 288$ agujeros de diámetro 19,253mm. y espesor de placa tubular 126 mm. se estima un ratio de 0,120 Eur./mm., lo que suma un total de 4.360 Eur.
- Fabricación del equipo: Para este calentador se estima un ratio de 9 Eur/Kg. En la fabricación del equipo se incluyen:
 - Placas soporte / *baffles*.
 - Fondo semielíptico del lado vapor.
 - Carcasa / virolado.
 - Tubuladuras.
 - Pruebas neumática / hidrostática.
 - Soportes.



- Tornillería.
- Brida ciega del lado agua.
- Válvulas de seguridad: Las válvulas de seguridad son de catálogo. Para el lado vapor la válvula tiene unas dimensiones: entrada/ salida 3" x 4", con un precio de unos 2.500 Eur. Para la válvula de alivio del lado agua se estima un precio de unos 800 Eur.

Se deben desglosar fuera del alcance de la partida de fabricación, los suministros arriba mencionados, debido a que se trata de tareas muy específicas, normalmente fuera del alcance de cualquier taller de calderería. El recargue lo realizarán talleres especializados en este tipo de soldadura, al igual que el taladrado profundo de la Placa Tubular.

5.1.2 HORAS DE DISEÑO E INGENIERÍA

En esta partida se incluyen los costes de personal necesarios para la ejecución del proyecto (control del proyecto, ingeniería, delineación y control de calidad y gastos generales).

- Ingeniería: Jefe de proyecto (1) + ingeniero de proyecto (1), 4 meses, 43 Eur/h, 8 h/día.
- Delineación: 1 persona, 2 meses, 37 Eur/h, 8 h/día.
- Calidad e inspecciones: 1 inspector, 3 meses, 50 Eur/h, 8 h/día.
- Compras: 1 persona, 1,5 meses, 40 Eur/h, 8 h/día.
- Gastos generales (Luz, Impresoras, limpieza, reuniones, viajes, dietas): 10.000 Eur.



5.1.3 AVALES Y SEGUROS

Durante el diseño y la fabricación del equipo se emitirán avales de anticipo y de garantía del equipo. Así mismo, habrá que contratar un seguro por el periodo de garantía que deberá cumplir el calentador.

- Avales: Se estima un coste de 0,6% del coste del equipo.
- Seguro: Se estima un coste de 0,15% del coste del equipo.

5.1.4 MARCADO CE

El marcado CE del equipo suma un importe de 3.000 EUR.

5.2 COMPARACIÓN ECONÓMICA DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO

El precio para la adquisición de los componentes ha sido calculado a partir del precio unitario, así, el precio obtenido para los tubos es el resultado de multiplicar el precio de un tubo facilitado por la empresa suministradora (el cual depende esencialmente del precio del material utilizado, acero al carbono, en el mercado en el momento justo que se solicito) por el número de tubos existentes en el calentador. Procediendo de esta forma, se va calculando sucesivamente los precios de todas las partidas o partes del calentador.

El cálculo del precio de horas de trabajo en cualquier actividad o especialidad es el resultado de multiplicar el precio de una hora de trabajo por el número de horas trabajadas.



Tabla 5.1: Presupuesto detallado

OFERTA: Calentador de agua de alimentación		
DESCRIPCIÓN	OPCIÓN TUBOS SA-556 C2	OPCIÓN TUBOS SA-688 TP.304
	EUROS	EUROS
MATERIALES		
TUBOS	13,640.00	24,587.50
PLACA TUBULAR	8,260.00	8,673.00
RECARGADO P.T.	4,000.00	5,000.00
TALADRADO P.T.	4,360.00	5,200.00
VALVULAS DE SEGURIDAD	3,300.00	3,300.00
MARCADO CE	3,000.00	3,000.00
FABRICACION	85,500.00	103,455.00
SUBTOTAL COSTE	122,060.00	153,215.50
(1280 horas) HORAS DE INGENIERÍA(43 Euro/H)	55,040.00	55,040.00
(320 horas) HORAS DE DELINEACIÓN (37 Euro/H)	11,840.00	11,840.00
(720 horas) HORAS CALIDAD / INSPECCIONES (50 Euro/H)	36,000.00	36,000.00
(360 horas) HORAS COMPRAS (40 Euro/H)	14,400.00	14,400.00
SUBTOTAL DEPARTAMENTO	117,280.00	117,280.00
SEGURO	1,800.00	1,800.00
AVAL	1,000.00	1,000.00
TRANSPORTE	4,000.00	4,000.00
SUBTOTAL VARIOS	6,800.00	6,800.00
COSTE TOTAL	246,140.00	277,295.50
2% GASTOS GENERALES (Sobre precio de venta)	5,513.54	6,211.42
10% BENEFICIO (Sobre precio de venta)	27,567.68	31,057.10
0% MARGEN DE NEGOCIACIÓN(Sobre precio de venta)	0.00	0.00
12% PORCENTAJE TOTAL	33,081.22	37,268.52
PRECIO DE VENTA TOTAL	275,676.80	310,570.96

Como se puede comprobar en la tabla superior, la opción con tubos de acero inoxidable es un 12% más cara que el uso de tubos de acero al carbono.

6. CONCLUSIONES



Para el diseño del calentador de alta a presión, se deben tener en cuenta tanto aspectos técnicos como económicos.

Después de estudiar las diferentes alternativas para el diseño del calentador, se extraen las conclusiones que, satisfacen los dos aspectos mencionados. En este tema se exponen los puntos que justifican el diseño adoptado como óptimo.

Both technical and economical aspects must be taken in account for a high pressure feedwater heater design.

After studying several alternatives for the feedwater design, the obtained conclusions must satisfy the two mentioned aspects. The points, which justify that the chosen design is the optimum one, are exposed in this section.



6.1 RESUMEN DE LOS PRINCIPALES RESULTADOS

El objetivo final del proyecto ha sido diseñar un calentador de agua de alimentación capaz de producir un salto térmico en el agua de alimentación de 35,0 °C, y un subenfriamiento de los drenajes de salida de 29,08 °C para evitar problemas de evaporación súbita (*flashing*) en la tubería y en la válvula de control instalada en ella. Este drenaje va a parar al desgasificador.

En las Tablas 6.1 y 6.2 se exponen los datos del diseño óptimo, después de estudiar las alternativas mencionadas en el apartado 4.

Tabla 6.1: Resultados térmicos para un diseño óptimo

		Lado vapor			Lado tubo			
Fluido que circula		Vapor		Drenajes	Agua de alimentación			
Fluido totla que entra	kg/h	11,509.20		12,546.00	183,240.00			
Entalpía a la entrada	kJ/kg	3,029.80		911.00	724.54			
Entalpía a la salida	kJ/kg	753.80			878.16			
Temperatura de entrada	deg. C	299.51	(206.87 SAT	212.80	169.80			
Temperatura de salida	deg. C	177.79		177.79	204.80			
Presión de operación	bar(a)	17.91			120.50			
Numero de pasos		1		1	2			
Velocidad	m/s		No aplica		1.77	@ 15.6 deg. C		
Perdida de presión	bar	0.17	ZONA SUBENFR.		0.50	Incluida conexiones		
		POTENCIA	Superficie		POTENCIA		VALORES	
		INTERCAMBIO	efectiva	LMTD	TRANSFERIDA	espacio de	TÉRMICOS	
		GJ/h	m ²	deg C.	W/m ² * C	baffles (mm)	FUNDAMENTALES	
Zona de desrecalentamiento		0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	TTD	2
Zona de condensacion		25.03	139.26	11.1	4,480.89	1,100.00		
Zona de subenfriamiento		3.12	20.16	16.3	2,642.15	185.00	DCA	8



Tabla 6.2: Resumen mecánico del equipo del equipo

DIMENSIONAMIENTO									
Lado shell					Lado tubo				
Presión de diseño	bar		19.00			175.00			
Presión de prueba	bar		28.50			262.50			
Temperatura de diseño	deg. C	SHELL	315.56	Camisa	315.56		235.00		
			0.00	Lado shell		0.00	Lado tubo		
Tubes: SA-556-C2	No.	144 (U tubos)	19.05 mm. O.D.	1.39 mm. MINESPES	Longitud efectiva	10.5 m			
Shell	SA-516-70	Acero	635.00 mm I.D.	15.00 mm Thickness	Cont.Vent	304 SS			
Shell recubrimiento	SA-516-70	Acero	15.00	Soldadura a shell	Camisa del shell	SA-516-70 espesor 15mm			
Cámara de agua	SA-350-LF2	Acero	620.00 mm I.D.	102 mm	Cheesebox espesor cámara de agua				
Placa tubular	SA-350-LF2	Acero	126 mm thk	Overlay 3mm bajo en acero al carbono	Pitch	23.81 mm	Triangular		
Placas soportes	SA-516-70	Acero	16 mm	Zona baffle	SA-516-70	16&10mm espesor			
Chapa envolvente:	DCZ	SA-516-70		Placa de impacto	SA-240 TP 405	6&10mm espesor			
Conexiones	Vapor	Entrada	6" BW	Drenajes	Entrada	3" BW			
	Drains	Salida	4" BW		By Pass	N/A			
	Feedwater	Entrada	8" BW		Salida	8" BW			
Códigos requeridos	Codigo ASME Seccion VIII Division 1 (2004)				HEI sexta edición				
Peso-Shell-Haz	8600	kg	Haz	2300	kg	Inundado	kg	12000	
Accesorios	entrada x salic Valvula de alivio lado shell		3" x 4"	Válvula de alivio lado tubo		3/4" x 1"			

Se usaron herramientas de apoyo como los programas CODECAL, para el cálculo mecánico y STEAMDLL, para las propiedades del agua.

Se han comparado dos alternativas usando tubos en U de distinto material. Se evaluaron las alternativas y su impacto económico.

Para alcanzar un diseño óptimo del equipo, se han modificado diámetros de tubo, velocidad del agua de circulación y pérdidas de carga en la carcasa.

A continuación se destacan los principales resultados.

- Las pérdidas de carga obtenidas tanto en el lado agua como en el lado vapor, permiten tener un margen de seguridad, para modos de funcionamiento distintos al garantizado al 100% de carga. Tal como se observa en las Figuras 4.1 y 4.2, un aumento en la velocidad de circulación del agua y del condensado, con el consiguiente aumento de la pérdida de carga, mejora la transferencia de calor por convección en el interior del tubo y en el exterior de la zona de subenfriamiento.



- La inclusión de factores de ensuciamiento tanto en la superficie interna de los tubos como en la superficie externa de la zona de subenfriamiento, ha dado lugar a cerca de un 25% de sobredimensionamiento en área de superficie de intercambio, que siempre será la superficie externa de los tubos. Este margen asegurará la vida del calentador, siempre y cuando se sigan las indicaciones de mantenimiento y se respeten las condiciones químicas del agua consideradas en diseño.

Tabla 6.3: Resistencias térmicas de la opción seleccionada en el apartado 4.2.

OPCIÓN DE DISEÑO	Zona de condensación	Zona de subenfriamiento
Material tubo: SA-556 C2 Diámetro ext. Tubo: 19,05mm.		
$R_{FS} \text{ (m}^2\text{°C/W)}$	$7,044 \cdot 10^{-5}$	$16,995 \cdot 10^{-5}$
$R_{DS} \text{ (m}^2\text{°C/W)}$	0	$5,283 \cdot 10^{-5}$
$R_M \text{ (m}^2\text{°C/W)}$	$3,716 \cdot 10^{-5}$	$3,716 \cdot 10^{-5}$
$R_{DT} \text{ (m}^2\text{°C/W)}$	$4,191 \cdot 10^{-5}$	$4,191 \cdot 10^{-5}$
$R_{FT} \text{ (m}^2\text{°C/W)}$	$7,361 \cdot 10^{-5}$	$7,661 \cdot 10^{-5}$
U limpio ($\text{W/m}^2\text{°C}$)	5518	3525
U con ensuciamiento ($\text{W/m}^2\text{°C}$)	4481	2642
MARGEN SOBREDIMENSIONAMIENTO	23%	33%

En la Tabla 6.3 se muestran las resistencias térmicas obtenidas para el caso seleccionado en el apartado 4.2, que es la solución de diseño óptima.

- El correcto espaciado de las placas soporte y *Baffles*, respetando las longitudes máximas obtenidas en el análisis de vibraciones del apartado 3.5 del proyecto, evitará posibles roturas de los tubos debidas a vibraciones.

En la Figura 6.1 se constata, tal como se vio en el apartado 3.5, la disminución de la frecuencia natural de los tubos en el primer modo de vibración al aumentar el espaciado entre placas soporte.



También se puede observar la variación de la velocidad crítica del mismo modo que el parámetro anterior. Este factor es el que puede provocar el fallo catastrófico por el fenómeno de inestabilidad fluidoelástica, que es el peor mecanismo de vibración posible.

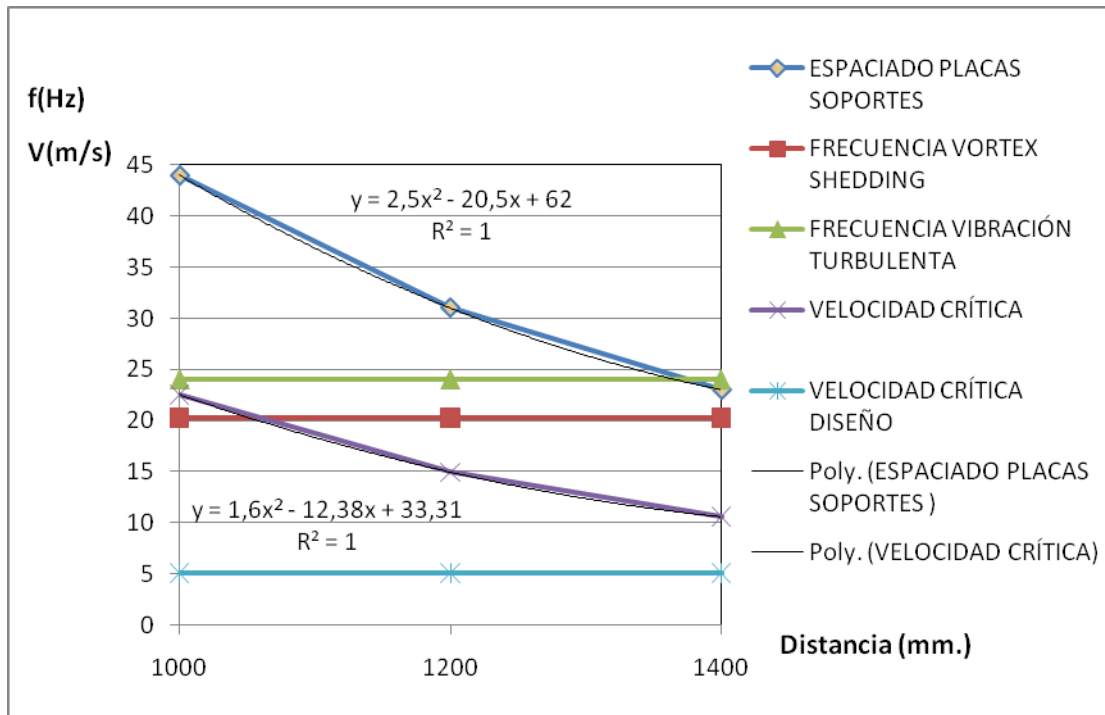


Figura 6.1: Frecuencia natural - Velocidad crítica vs espaciado placas soporte
Fuente: Elaboración propia

- Un diseño con cámara de agua integral, *Cheese Box* o acabado en brida, debido al diámetro inferior a 1 metro que se obtiene en el lado agua, reduce los costes y evita tratamiento térmico local en la soldadura de la placa tubular, si se hubiera optado por la alternativa de usar un fondo hemisférico.

En el apartado 3.4.3 del proyecto, se presenta toda la formulación básica para el cálculo de la placa tubular, sin embargo, el programa CODECAL realiza iteraciones con la formulación de acuerdo al Código ASME VIII Div.I, que añade diferencias a esta formulación básica referenciada en la normativa TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*).

Ambos parámetros se grafican juntos, al poder compararse las escalas.



Tabla 6.4: Diferencias TEMA vs ASME. Espesor placa tubular

Thicknesses (h , T) are in mm						$h_o = C \frac{G}{2} \sqrt{\frac{P}{\mu^* \Omega S}}$		$T_{new} = F \frac{G}{3} \sqrt{\frac{P}{\eta S}}$			No direct formula : iterative calculations to obtain the optimized tubesheet thickness h					
EXAMPLE			LIGAMENT EFFICIENCIES			CIRCULAR PLATE FORMULA (using μ^*)		TEMA (using η)			ASME (using μ^*)			(using η)		CODAP/UPV (using μ^*)
N°	Config.	Pitch (Δ , \square)	μ 1- d/p	μ^* (ASME) (CODAP) (UPV)	η (TEMA)	h_o $\Omega = 1.5$ (ss, cl)	h_o $\Omega = 2.0$ (ss, cl)	F (ss, cl)	T old	T new	F (ss, cl)	h old $\Omega = 1.5$	h new $\Omega = 1.5$	h new $\Omega = 1.5$	h new $\Omega = 2.0$	h new $\Omega = 3.0$
1	A	\square	0.25	0.35	0.56	22.0 (cl)	19.1 (cl)	1.21 (ss)	17.3	15.5	3.90 (cl)	20.6	15.0	11.9	13.2	11.0
2	D	Δ	0.17	0.28	0.37	40.9 (ss)	35.6 (ss)	1.25 (ss)	29.5	32.3	0.43 (ss)	38.1	37.6	33.2	32.5	26.4
3	D	Δ	0.2	0.24	0.42	131.3 (ss)	113.8 (ss)	1.25 (ss)	87.4	89.7	0.46 (ss)	124.2	121.4	92.2	105.2	86.3
4	E	\square	0.25	0.39	0.56	108.7 (ss)	94.2 (ss)	1.25 (ss)	103.3	92.2	0.86 (ss)	109.5	103.1	89.4	87.8	69.2

Fuente: www.coade.com/Uploads/dwnld/pvelite/uhx_wpaper.doc

Como puede apreciarse en la Tabla 6.4, existen diferencias en el espesor final de la placa tubular, dependiendo del factor de la eficiencia del ligamento que aparece en la fórmula 58 del apartado 3.4.3. Esta diferencia en el espesor aumentará como es lógico, con el diámetro y la presión de diseño.

El parámetro de eficiencia del ligamento, tiene en cuenta el debilitamiento de la placa tubular por el taladrado. Es un factor de seguridad que multiplica a la tensión admisible del material, ya que. El módulo elástico y el coeficiente de Poisson de la placa tubular taladrada, no será el mismo para el cálculo, que el real del material.



En ocasiones TEMA está por debajo del Código ASME. Este punto es de extrema relevancia en el diseño de esta parte del calentador. El diseño debe cumplir siempre con el Código ASME VII Div.I.

En la Figura 6.2 se comprueba cómo afecta al espesor la diferencia del parámetro F de la fórmula 57 del apartado 3.4.3., entre ASME y TEMA.

El parámetro X_a , relaciona la rigidez que origina el empotramiento de los tubos en la placa tubular y la rigidez de la propia placa tubular a flexión.

En la Figura 6.2 se muestra la relación entre el valor F y X_a . Para Tema, F tiene valores fijos.

Como se puede ver en la gráfica, para valores de X_a entre 3 y 6, ASME y TEMA convergen. Por debajo de 3, TEMA dará un espesor de la placa tubular menor que ASME. Estos casos se dan para grandes espesores y diámetros de placa tubular, que es equivalente a tener grandes presiones de diseño y calentadores de gran potencia de intercambio.

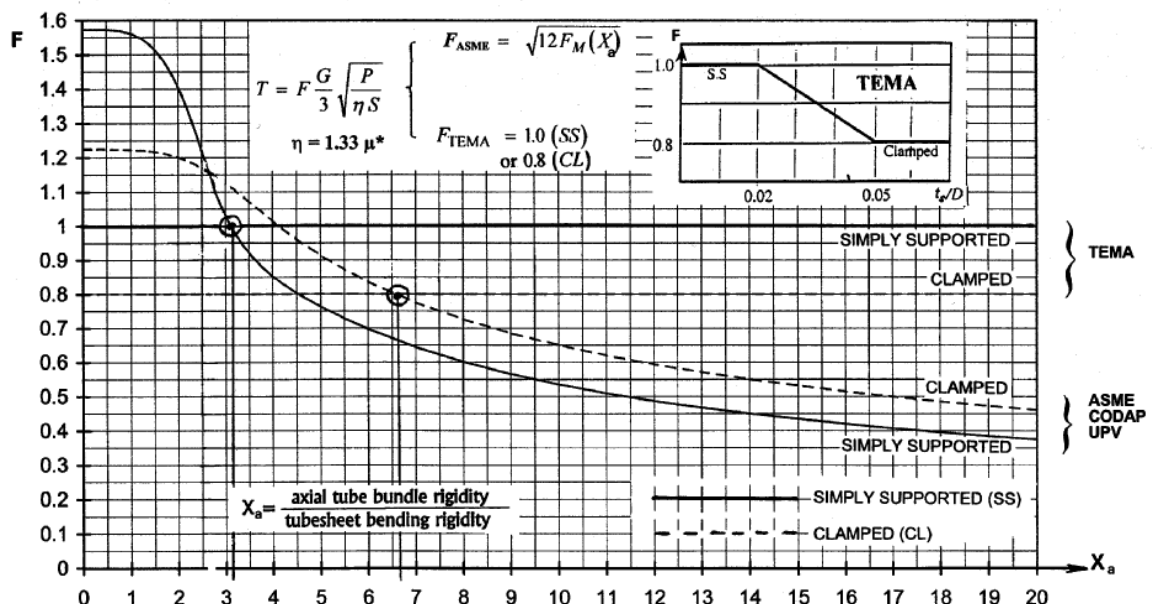


Figura 6.2: Diferencias TEMA vs ASME. Factor F . Rigidez de la placa tubular.

Fuente: www.coade.com/Uploads/dwnld/pvelite/uhx_wpaper.doc



Cuando los equipos alcanzan presiones de diseño de 350 barg., la diferencia entre TEMA y ASME en el cálculo del espesor de la placa tubular, para un diámetro de placa tubular de 1.400mm. aprox., puede alcanzar los 150mm.

- El diseño con configuración de los tubos a 30° y el uso de un ligamento de 23.8125mm., supone menor diámetro de la carcasa del calentador y mayor eficiencia en la transferencia de calor.

Como se vio en el apartado 4.1.2 el cambio de orientación en la disposición de los tubos, empeora la transferencia de calor, al aumentar el área de paso del fluido a través del haz tubular.

- El uso de tubos de 19,05 mm. en lugar de 15,875 permite un mejor ajuste a la pérdida de carga requerida y optimiza el diámetro del equipo y su longitud, como se comprobó en el apartado 4.1 y se puede ver en la Figura 4.1.

En la Figura 6.3 se presenta la variación de la resistencia térmica de la zona de condensación con la velocidad de circulación del agua por el interior de los tubos.

La resistencia térmica es mayor en los tubos de inoxidable (SA-688 tp304), debido en gran medida, a la resistencia térmica por conducción en la pared del tubo, la cual es inversamente proporcional a la conductividad térmica del metal, tal como aparece reflejada en la fórmula 31.

La conductividad del acero inoxidable, a la temperatura media de operación de los tubos, es 2.5 veces menor que el acero al carbono, tal como viene reflejado en la Tabla 3.10.

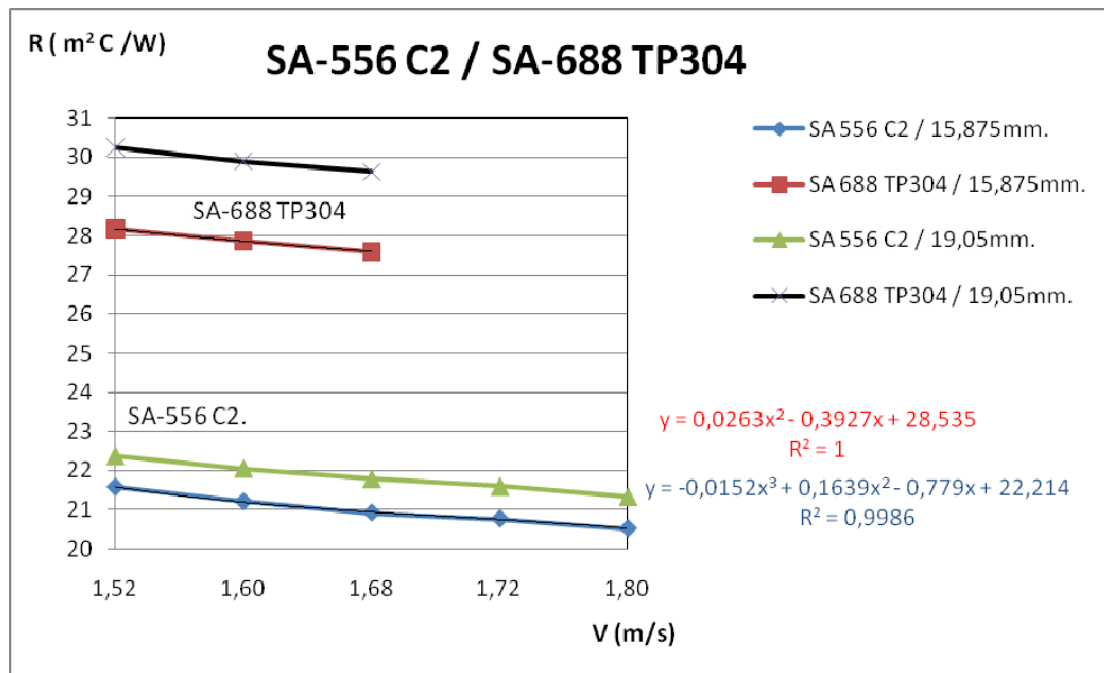


Figura 6.3: Resistencia térmica zona condensación vs velocidad circulación
Fuente: Elaboración propia

- Por otro lado, después de haber realizado un balance térmico, se ha observado que el vapor que entra en el calentador es un vapor saturado. Por lo tanto, se ha prescindido de la zona de desrecalentamiento o zona de atemperación del vapor.

Para poder sacar ventaja de una zona de desrecalentamiento es necesario que la temperatura de entrada de vapor sea superior a la temperatura de saturación a la presión de operación del equipo, sólo así se puede aprovechar este vapor para aumentar la temperatura de salida del agua por encima de la temperatura de saturación.

H.E.I. recomienda su uso cuando la diferencia entre la temperatura de saturación y la de la salida del agua está por debajo de $+1,11^{\circ}\text{C}$. En el balance térmico realizado en el apartado 3.2, se comprueba que esta diferencia es de $+2,07^{\circ}\text{C}$, superior a lo que indica la norma.

Si esta diferencia es menor o incluso negativa, la zona de desrecalentamiento va aumentando su importancia en el equipo en tamaño físico, debido a la



atemperación a la que hay que conducir el vapor, esto es, una temperatura de la zona de desrecalentamiento próxima a la temperatura de saturación.

- Se ha eliminado el recargue con inoxidable ER-309L, de la cara de la placa tubular del lado agua para soldar el tubo a la placa tubular, al seleccionar tubos de acero al carbono.

Este tipo de recargue, con inoxidable ER-309L, presenta el inconveniente de poder alcanzar las composiciones requeridas en %Cr,%Ni,%C, para poder realizar la posterior soldadura del tubo a la placa, al ser materiales disimilares, lo que puede dar lugar a precipitados de Carburo de Cromo. Además requiere de tratamientos térmicos y de gran pericia en las operaciones de soldadura.

El recargue facilita las operaciones de taladrado posteriores, ya que proporciona menor dureza y fragilidad en la soldadura tubo-placa tubular.

- La elección de material para los tubos es acero al carbono (SA-556 C2) en lugar de un acero inoxidable (SA 688 tp304), ya que el agua que entra en los tubos tiene una cantidad disuelta de oxígeno muy baja, debido a su paso anterior por el desgasificador. También hay que tener en cuenta lo siguiente:
 - ✓ El Acero al Carbono es más barato que el Inoxidable, y sus precios son más estables debido a la menor demanda que tiene con respecto a este último.
 - ✓ Presenta mejores propiedades mecánicas, lo que se traduce en un menor espesor en los tubos.
 - ✓ Mejor conductividad térmica, lo que reduce la resistencia térmica de la pared del tubo, aumentando la transferencia, con la consecuente reducción en área de intercambio.
 - ✓ Se consigue un equipo más compacto, con menor peso y por consiguiente, menores dimensiones.
- El calentador con tubos en acero inoxidable resulta un 12% más caro que la opción con tubos de acero al carbono. Como se puede apreciar en el estudio económico y en la Tabla 6.3 siguiente, el equipo es más pesado. Aparte de este aumento de precio en la fabricación, también hay que tener en cuenta el aumento



de precio en el tubo por ser inoxidable y la gran variabilidad de este material en el mercado. El taladrado y recargue también se encarecen. El recargue resulta más caro por los consumibles que se utilizan. El taladrado supone un mayor desgaste y horas máquina, debido a la interfase entre el carbono y el inoxidable, que supone un cambio de dureza en el material, el cual conlleva cambio en los parámetros de mecanizado y por consiguiente mayor número de horas.

En la Figura 6.4, se grafica la variación de precio para los dos materiales, con los ratios estimados Eur/m utilizados en el apartado 5.1.1, para los dos diámetros de tubo estudiados en el apartado 4.

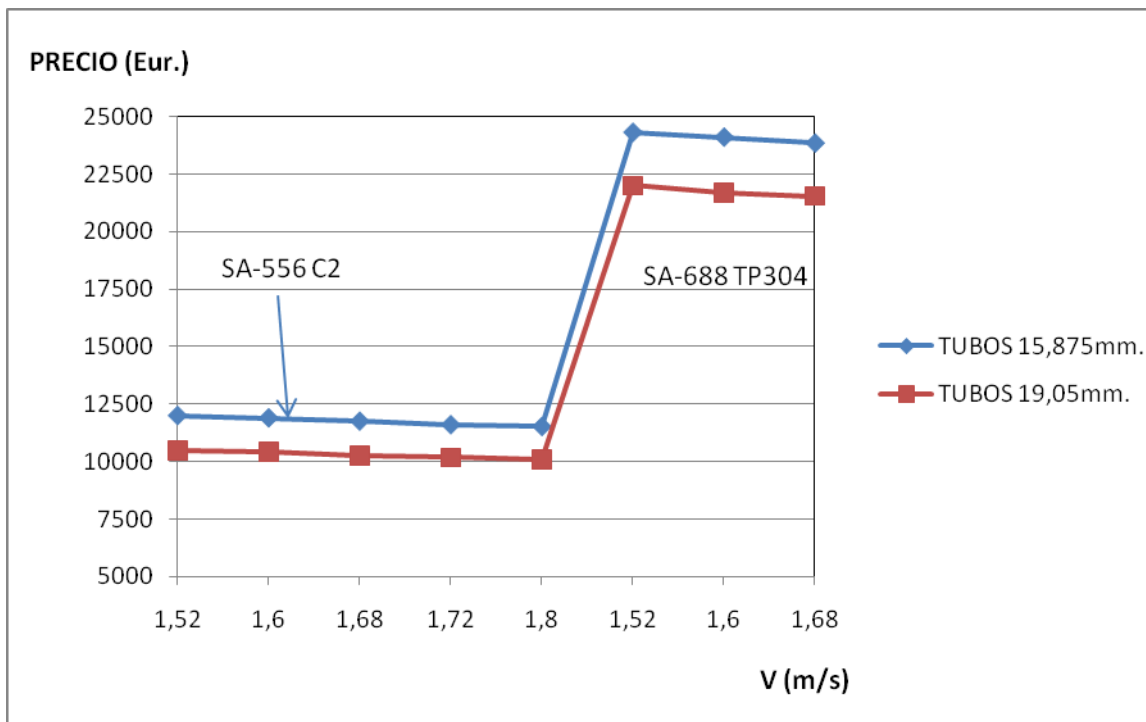


Figura 6.4: Precio de tubos vs velocidad de agua de circulación
Fuente: Elaboración propia

Se observa en la gráfica, como disminuye el precio al aumentar la velocidad del agua de circulación, ya que el número de tubos disminuye. El precio es menor para tubos de mayor diámetro, al disminuir el número total de tubos, aunque aumente su longitud. La diferencia en precio, entre diámetros de tubo para el mismo material, es mayor en el caso de acero inoxidable, lo cual significa, que el cambio de diámetros en el tubo, para material inoxidable (SA-688 tp 304), supone un mayor aumento en el número o longitud total de tubos que en el caso de acero



al carbono. Este incremento es mayor al aumentar el número de tubos del equipo, pues el inoxidable necesita mayor longitud, mayor área de intercambio, que el acero al carbono, por su elevada conductividad térmica.

Tabla 6.3: Resumen de los principales resultados

CONCEPTO		RESULTADO SA-556 C2	RESULTADO SA-688 C2	DIFERENCIA (INCREMENTO)
Superficie	Efectiva	159,42 m ²	207,23 m ²	30 %
	Inefectiva	20,16 m ²	23,21 m ²	15 %
	Total	179,58 m ²	230,44 m ²	28 %
Velocidad (lado agua)		1,77 m/s	1,71 m/s	-3,5 %
Caída de presión	Lado agua	0,49 bar	0,55 bar	12 %
	Condensación	0,03 bar	0,03 bar	
	Subenfriamiento	0,17 bar	0,31 bar	82 %
Superficie efectiva por zona				
	Condensación	139,26 m ²	184,04 m ²	32 %
	Subenfriamiento	20,16 m ²	23,21 m ²	15 %
Coeficientes transferencia calor				
	Condensación	4480,89 W/m ² x°C	3391,40 W/m ² x°C	
	Subenfriamiento	2642,15 W/m ² x°C	2330,47 W/m ² x°C	
	Condensación	1000 mm	1000 mm	
	Subenfriamiento	184 mm	168 mm	
Número de tubos		144	156	8,3%
Espesor de tubos		1,40 mm	1,68 mm	20 %
Longitud efectiva / por paso		10.491 m	12.500 m	19 %
Pitch (triangular)		23.8125 mm	23.8125 mm	
Carcasa	Diámetro interior	635 mm	660 mm	
Longitud Total Calentador		11,325 m	14,000 m	
Longitud total carcasa		10,564 m	13,000 m	
Peso en vacío		9.500Kg	11.500Kg	21%
Peso en operación		11.400Kg	13.400Kg	
Peso lleno		13.300Kg	15.300Kg	

Por último, el calentador satisface una de las funciones más importantes para las que fue diseñado, es decir, consigue aumentar la temperatura de salida del agua o la de entrada a la caldera a una temperatura próxima al agua que se encuentra en la caldera, sin que se produzca el salto térmico que originaría un desaprovechamiento de energía o calor. Además, su diseño e instalación, va a permitir un aumento de eficiencia térmica global de la Planta y una reducción de costes en combustible.



El diseño del equipo, junto con las dos válvulas de seguridad, hace que el calentador esté preparado para operar de forma segura para los usuarios y los equipos colindantes en la planta, en lo que a los riesgos por tratarse de un equipo a presión se refiere.

Sin embargo, para garantizar una razonable vida útil del calentador, y garantizar la seguridad frente a riesgos derivados de la temperatura o sobrecalentamientos, el usuario deberá prestar atención a las instrucciones del Manual de Puesta en Marcha, Operación y Mantenimiento que se suministran, así como asegurar el correcto funcionamiento de los sistemas de control y vigilancia descritos en el punto anterior.

Como conclusión, ha de decirse que el gasto derivado del diseño y construcción del calentador de alta presión objeto del proyecto, se compensa con el gasto en Fuel-Oil que sería necesario para suplir la pérdida de calentamiento del agua de alimentación. De ahí la importancia en el mantenimiento preventivo en el funcionamiento del calentador, para evitar roturas de tubos que deriven en su taponamiento.

6.2 CRÍTICA DE LOS RESULTADOS

- El uso de un excesivo margen de diseño, en cuanto a superficie extra de intercambio, puede acelerar el *fouling* (ensuciamiento) en el equipo, con el consiguiente aumento de la resistencia térmica por ensuciamiento y taponamiento de tubos.
- El aumento del diámetro del *Shell* (carcasa), disminuye las velocidades de paso del fluido transversales, empeorando la transferencia de calor.
- El aumento en el número de tubos, disminuye la velocidad de paso del agua de alimentación, aumentando el ensuciamiento. Es preferible aumentar la pérdida de carga, aumentando la velocidad de paso por los tubos.
- La pérdida de carga en la zona de subenfriamiento se podría haber aumentado hasta el límite, si no tenemos previsión de modos de funcionamientos distintos al 100% de carga. Aumentando la velocidad de paso del condensado por la zona mejoraríamos la transferencia de calor.



Se ha considerado un DCA de 7,79 °C para equilibrar el balance térmico a 99.94%. Se podrían haber modificado los datos de partida, para obtener un DCA de 5,55 °C, equilibrando el sistema, modificando la entalpía de drenajes y la entrada de vapor.

En la Tabla 6.4, se ha modificado el balance térmico del equipo para conseguir una transferencia térmica del vapor al agua de alimentación con una eficiencia del 100%. Se consigue mayor subenfriamiento en los drenajes de salida y una disminución en la demanda de vapor al equipo.

Tabla 6.4: Balance modificado a DCA= 10 °F

1- Heat transfer duty 2- Differences	kJ/h	Btu/h	HP1	
				0
Steam side				
Flow diff(out-inlet)	kg/h	lb/h	0,00	0,00
Temp diff(out-inlet)	°C	°F	-124,16	-223,49
Pressure diff(out-inlet)	atm	psi	0,00	0,00
Enthalpy diff(out-inlet)	kJ/kg	Btu/lb	-1.176,12	
Duty Heat (out-inlet)	kJ/h	Btu/h	-28.150.698,93	
Feedwater side				
Flow diff(out-inlet)	kg/h	lb/h	0,00	0,00
Temp diff(out-inlet)	°C	°F	35,00	63,00
Pressure diff(out-inlet)	bara	psia	-0,50	-7,2519
Enthalpy diff(out-inlet)	kJ/kg	Btu/lb	153,63	
Duty Heat(out-inlet)	kJ/h	Btu/h	28.150.807,63	
Duty Heat diff(Condens-Steam)	kJ/h	Btu/h	108,69	0,00%
3- Steam turbine extraction				
Flow	Kg/h	lb/h	11.389,18	25.108,85
Pressure	bara	psia	17,91	259,80
Design Pressure	barg	psia	19,00	275,57
Hydrostatic pressure	barg	psia	28,50	413,36
Max. Pressure Drop	bar	psi		0,00
Inlet Temperature	°C	°F	299,51	571,12
Saturation Temperature	°C	°F	206,87	404,37
Design Temperature	°C	°F	215,00	419,00
Entalphy (saturación pressure)			2.794,71	1.201,51
Enthalpy	kJ/kg	Btu/lb	3.029,80	1.302,58
total heat	kJ/h	Btu/h	34.506.946,81	32.706.274,95
4- Main drain inlet				
Flow	Kg/h	lb/h	12.546,00	27.659,20
Pressure	bara	psia	34,46	499,73
Temperature	°C	°F	212,80	415,04
Enthalpy	kJ/kg	Btu/lb	911,00	391,66
total heat	kJ/h	Btu/h	11.429.406,00	10.832.986,68
6- FWH drain outlet				
Flow	Kg/h	lb/h	23.935,18	52.768,05
Pressure	bara	psia	17,91	259,81
Temperature	°C	°F	175,35	347,63



Enthalpy	kJ/kg	Btu/lb	743,08	319,47
total heat	kJ/h	Btu/h	17.785.653,87	16.857.547,24
12- Feedwater inlet				
Flow	Kg/h	lb/h	183.240,00	403.975,05
Pressure	bara	psia	120,50	1.747,70
Design Pressure	barg	psia	175,00	2.538,16
Hydrostatic Pressure	barg	psia	262,50	
Temperature	°C	°F	169,80	337,64
Design Temperature	°C	°F	235,00	455,00
Enthalpy	kJ/kg	Btu/lb	724,54	311,49
total heat	kJ/h	Btu/h	132.764.133,95	125.836.119,12
12- Feedwater outlet				
Flow	Kg/h	lb/h	183.240,00	403.975,05
Pressure	bara	psia	120,00	1.740,45
Temperature	°C	°F	204,800	400,64
Enthalpy	kJ/kg	Btu/lb	878,16	377,54
total heat	kJ/h	Btu/h	160.914.941,57	152.517.936,53
Hydrostatic Pressure	bara	psia		0,00
Specific weight	kg/m ³		867,03	
Design water velocity	m/s	ft/s		0,00
Maximum water velocity	m/s	ft/s		0,00
Max. Pressure drop	bar	psi	0,50	7,25
Ce	kJ/kg/K	Btu/lb/F		0,00
Steam/Feedwater flow	kg/h	lb/h	0,0622	
TTD(Tsat-Tout)	°C	°F	2,07	3,73
DCA(Tdout-Tin)	°C	°F	5,55	9,99
Tsubenf(Tsat-Tdout)	°C	°F	31,52	56,74
Temperature Efficiency	%		26,98	26,98
Water Duty / Steam Duty	%		100,00	100,00

Con este DCA, el calentador hubiese estado más compensado térmicamente. El vapor demandado es ligeramente menor.

Al disminuir el DCA, la entalpía de salida de drenajes disminuye, con lo que disminuye la potencia transferida por la salida de drenajes. Si no variase el gasto másico de vapor, el balance entre el agua y el vapor disminuiría por debajo del 99,94% de la Tabla 3.3. Esto no es así, ya que el calentador tenderá a equilibrarse térmicamente disminuyendo la demanda de vapor requerida, hasta una cierta cantidad de vapor limitada por la turbina.

En conclusión, la zona de subenfriamiento se puede diseñar para adaptarse a un DCA de 10°F, requiriendo el calentador menor gasto de vapor de turbina.



6.3 LÍNEAS DE ESTUDIO FUTURAS

6.3.1 ANÁLISIS DE FATIGA CON FEA

Una consideración de diseño de vital importancia en estos equipos, es el análisis a fatiga de la placa tubular. Cualquier diseñador es consciente de la importancia que tiene la fatiga para que el equipo pueda tener una vida útil de más de diez años.

El código ASME VIII Div.I es un código que se basa sobre todo en factores de seguridad, pero la fatiga no provoca fallos catastróficos y requiere de otro tipo de estudios.

El factor predominante es la presión de diseño, presentando por lo tanto, mayores problemas los equipos de alta presión.

Se ha comprobado que varios calentadores de alimentación de alta presión presentaron en el radio de acuerdo de la placa tubular con la cámara de agua, problemas de fisuración.

Los problemas por fatiga surgen en los ciclos de calentamiento y enfriamiento.

Debido a los agujeros de la placa tubular (con la consiguiente pérdida de material de la placa tubular) y la elevada superficie de transferencia de calor, la placa tubular se calentará mucho antes que el resto del *Channel* (soldado a la placa tubular). En el ciclo de enfriamiento ocurre lo contrario. Este calentamiento/enfriamiento provoca que el radio se abra o cierre, es decir, que la placa tubular aumente su diámetro interno en esa zona. Al aumentar el radio se provocará el crecimiento de posibles fisuras.

Para cuantificar los efectos que puede provocar este enfriamiento/calentamiento se pueden estudiar distintas geometrías de cámara de agua, con diferentes radios y rampas de calentamiento. Se puede realizar un estudio más detallado mediante el uso de elementos finitos, estudiando cada caso, y finalmente se procedería a graficar los resultados obtenidos.



A continuación se presenta una gráfica con resultados de estos estudios con elementos finitos.

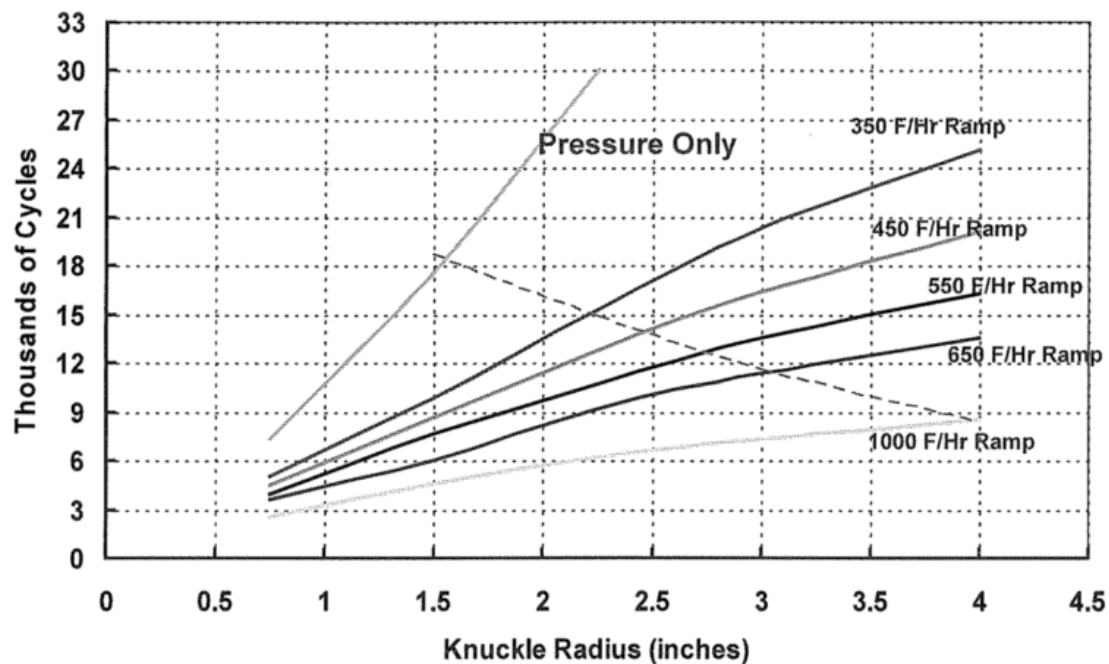


Figura 6.5: Ciclos de vida para cierre cilíndrico
Fuente: YUBA Heat Transfer (1997)

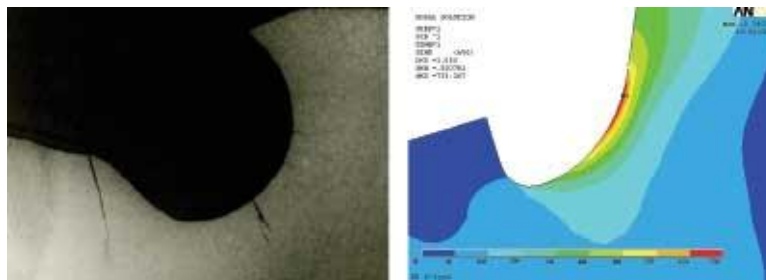


Figura 6.6: Detalle de sección de la curva de transición. Análisis con FEA.
Fuente: YUBA Heat Transfer (1997)

En esta gráfica se puede constatar que debe aumentarse el radio de transición entre la placa tubular y el *Channel* para aumentar la vida a fatiga, así como controlar las rampas de calentamiento/enfriamiento del equipo.



6.3.2 ANÁLISIS DE VIBRACIONES CON CFD

El estudio de vibraciones realizado se compara con el primer modo de vibración de los tubos.

Un estudio más completo hubiese requerido de análisis por programas más potentes, (Computational Fluid Dynamics, CFD) implementando mayores modos de vibración y representando la geometría de la zona de estudio con mayor definición.

En la Figura 6.7 se puede observar el resultado de la aplicación de estos programas para analizar las vibraciones con mayor exactitud. En la Figura 6.7 que se expone a modo de ejemplo, el mallado se hizo con el programa Gambit, y la simulación con Fluent, usando un modelo de dos ecuaciones de disipación y energía turbulenta.

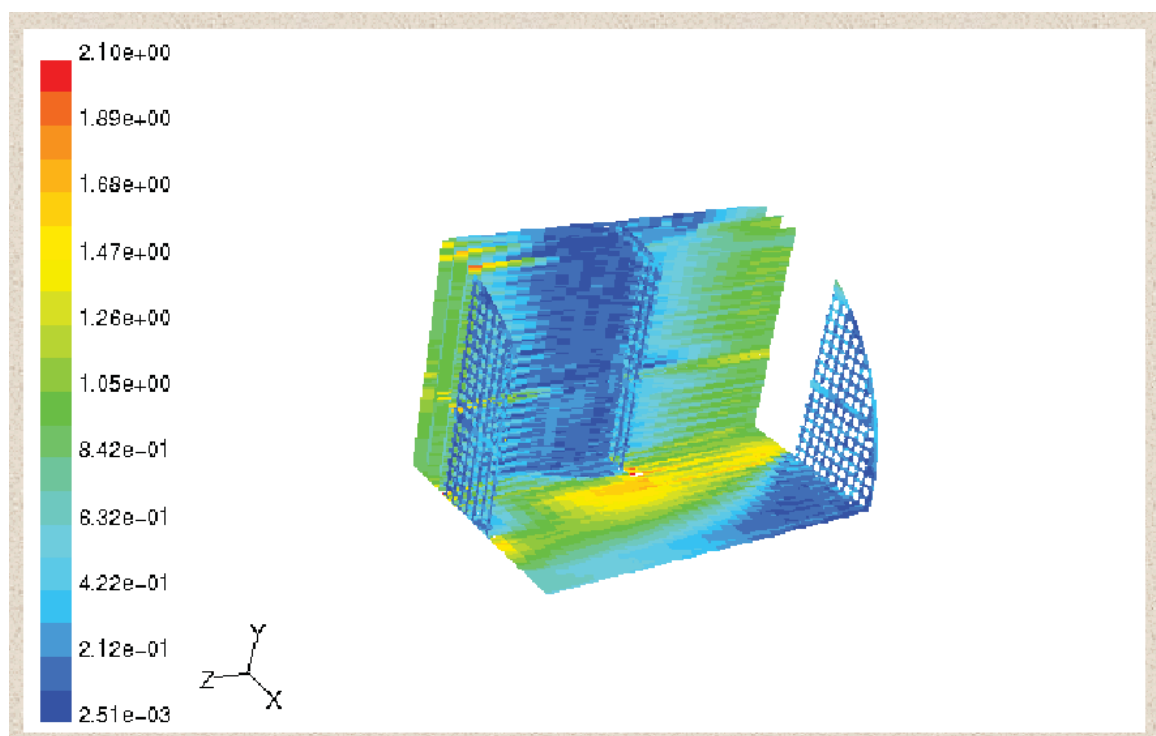


Figura 6.7: Detalle de análisis con herramientas CFD.
Fuente: YUBA Heat Transfer (1997)



6.3.3 CALENTADORES HEADER TYPE

Otra línea de investigación interesante, son los nuevos diseños con tubos *Snake*, en los denominados Header type feedwater heater, que permitirían realizar 3 pasos por el lado tubo frente a los dos de los calentadores U-type, esto ahorraría espacio en planta pues el equipo reduciría sus dimensiones. Esta alternativa tiene también sus inconvenientes en cuanto a la complejidad en el diseño térmico.

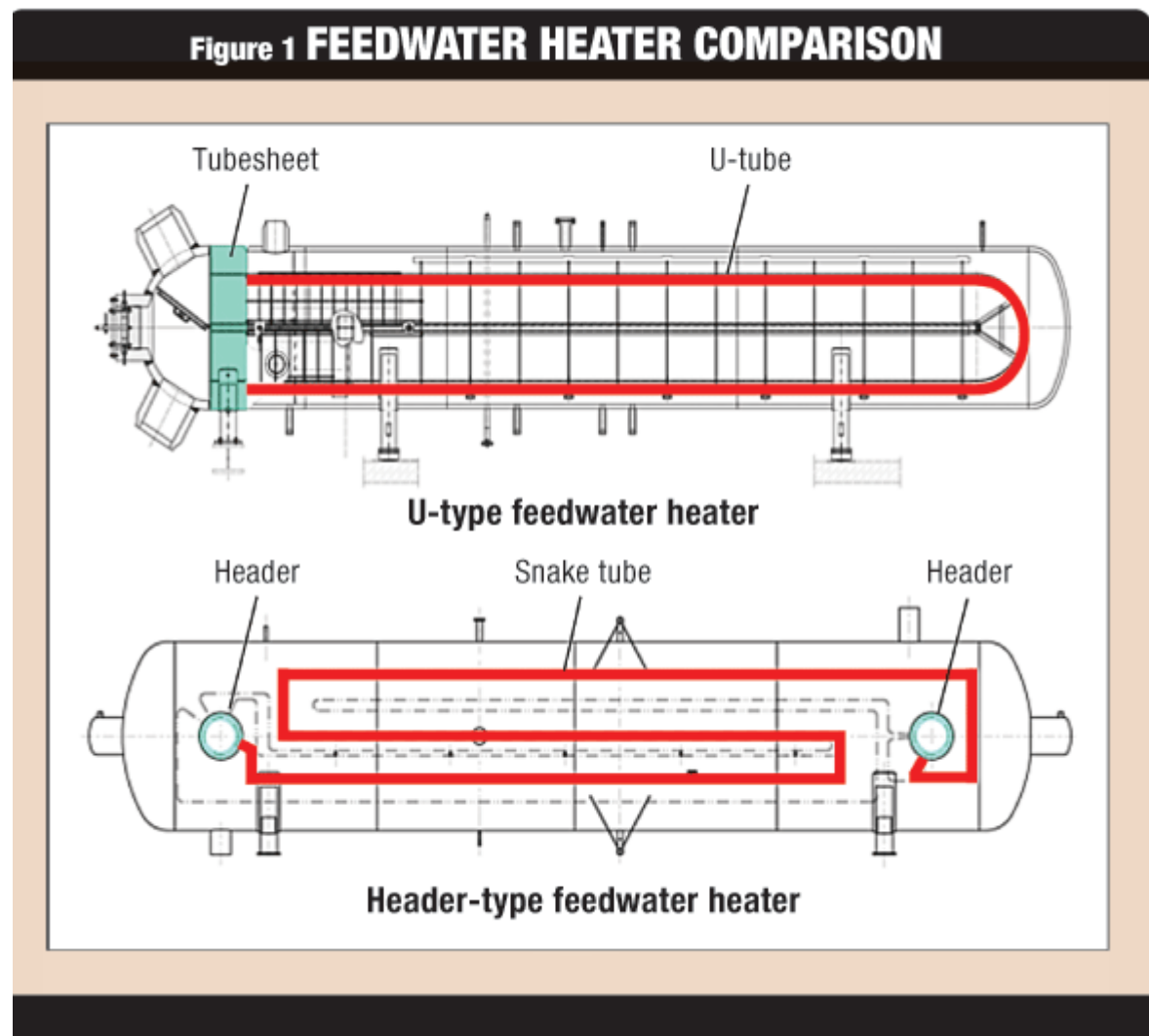


Figura 6.8: Calentador *Header type*.
Fuente: YUBA Heat Transfer (1997)

ANEXO A

SALIDA PROGRAMA DE CÁLCULO (CODECALC).



Input Echo, Component 1, Description: Shell

Design Internal Pressure	P	1.90 MPa
Temperature for Internal Pressure		315.00 C
User Entered Minimum Design Metal Temperature		0.00 C
Design External Pressure	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure		315.00 C
External Pressure Chart Name	CS-2	
Include Hydrostatic Head Components		NO
Material Specification (Not Normalized)		SA-516 70
Material UNS Number	K02700	
Allowable Stress At Temperature	S	133.81 MPa
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Yield Stress At Temperature	Sy	200.78 MPa
Curve Name for Chart UCS 66	B	
Joint efficiency for Shell Joint	E	1.00
Design Length of Section	L	10344.0000 mm
Length of Cylinder for Volume Calcs.	CYLLN	10344.0000 mm
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	635.0000 mm
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	15.0000 mm
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	2.0000 mm
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation	NO	
Type of Element:		Cylindrical Shell

Internal pressure results, Shell Number 1, Desc.: Shell

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

Thickness Due to Internal Pressure (TR):

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (1.90*(635.0000/2+2.0000))/(133.81*1.00-0.6*1.90) \\
 &= 4.5759 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):

$$\begin{aligned}
 &= (S*E*(T-CA-CAE))/((D/2+CA)+0.6*(T-CA-CAE)) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (133.81*1.00*(13.0000))/((635.0000/2+2.0000)+0.6*13.0000) \\
 &= 5.31 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):

$$\begin{aligned}
 &= (SA*E*T)/(D/2+0.6*T) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (137.90*1.00*15.0000)/(635.0000/2+0.6*15.0000) \\
 &= 6.34 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$



Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$= (P*((D/2+CA)+0.6*(T-CA-CAE)))/(E*(T-CA-CAE))$$

$$= (1.90*((635.0000/2+2.0000)+0.6*(13.0000)))/(1.00*(13.0000))$$

$$= 47.84 \text{ MPa}$$

SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca	6.5759 mm
Actual Thickness as Given in Input	15.0000 mm
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP 5.315 MPa
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC 6.335 MPa
Design Pressure as Given in Input	P 1.900 MPa

HYDROSTATIC TEST PRESSURES (Measured at High Point):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	7.12 MPa
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	8.24 MPa
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	6.02 MPa

Percent Elongation per UCS-79 (50 * tnom/Rf * (1-Rf/Ro)) 2.308 %

Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-16 C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.341]	-94 C
Min. Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 1, Desc.: Shell ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart CS-2	at	315.00 C
Elastic Modulus for Material		177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.1578 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	107.9936
Length / Diameter Ratio	LD 1	5.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0000943
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.3772 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

$$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 8.3772) / (3 * 107.9936) = 0.1034$$

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.9741E+30 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	0.1465E+28
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 37.3369) / (3 * 51.1538) =		0.9732

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	0.97 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	8.1578 mm
Actual Thickness as entered by User	15.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.9741E+30 mm
Actual Length as entered by User	10344.00 mm

WEIGHT and VOLUME RESULTS, ORIGINAL THICKNESS:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.3168E+09mm^3
Weight of Shell Component	WMET	24338.5 N
Inside Volume of Component	VOLID	0.3276E+10mm^3
Weight of Water in Component	WWAT	32109.3 N

WEIGHT AND VOLUME RESULTS, CORRODED THICKNESS:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	0.2754E+09mm^3
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	21158.2 N
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.3317E+11mm^3
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	32515.1 N

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software.

Input Echo, Component 2, Description: Channel

Design Internal Pressure	P	17.50 MPa
Temperature for Internal Pressure		235.00 C
User Entered Minimum Design Metal Temperature		0.00 C
Design External Pressure	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure		235.00 C
External Pressure Chart Name		CS-2
Include Hydrostatic Head Components		NO
Material Specification (Not Normalized)		SA-350 LF2
Material UNS Number		K03011
Allowable Stress At Temperature	S	136.38 MPa
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Yield Stress At Temperature	Sy	206.68 MPa
Curve Name for Chart UCS 66	B	
Joint efficiency for Shell Joint	E	1.00
Design Length of Section	L	335.0000 mm
Length of Cylinder for Volume Calcs.	CYLLN	335.0000 mm
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	620.0000 mm
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	102.0000 mm
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	2.0000 mm
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation		NO
Type of Element:		Cylindrical Shell

Internal pressure results, Shell Number 2, Desc.: Channel **ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05**

Thickness Due to Internal Pressure (TR):
 $= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P)$ per UG-27 (c)(1)
 $= (17.50*(620.0000/2+2.0000))/(136.38*1.00-0.6*17.50)$
 $= 43.3749$ mm

Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):
 $= (S*E*(T-CA-CAE))/((D/2+CA)+0.6*(T-CA-CAE))$ per UG-27 (c)(1)
 $= (136.38*1.00*(100.0000))/((620.0000/2+2.0000)+0.6*100.0000)$
 $= 36.66$ MPa

Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):
 $= (SA*E*T)/(D/2+0.6*T)$ per UG-27 (c)(1)
 $= (137.90*1.00*102.0000)/(620.0000/2+0.6*102.0000)$
 $= 37.89$ MPa

Actual stress at given pressure and thickness (Sact):
 $= (P*((D/2+CA)+0.6*(T-CA-CAE)))/(E*(T-CA-CAE))$
 $= (17.50*((620.0000/2+2.0000)+0.6*(100.0000)))/(1.00*(100.0000))$
 $= 65.10$ MPa

SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca		45.3749 mm
Actual Thickness as Given in Input		102.0000 mm
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	36.662 MPa
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	37.893 MPa
Design Pressure as Given in Input	P	17.501 MPa



HYDROSTATIC TEST PRESSURES (Measured at High Point):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	48.19 MPa
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	49.26 MPa
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	40.78 MPa

Percent Elongation per UCS-79 (50 * tnom/Rf * (1-Rf/Ro)) 14.127 %

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 2, Desc.: Channel
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart CS-2 at 235.00 C
 Elastic Modulus for Material 189270.25 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	100.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	335.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio (D/T)		8.2400
Length / Diameter Ratio	LD	0.4066
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.1000000
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	118.4571 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		21.29 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 21.2850		

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	1.8624 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	335.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio (D/T)		442.4459
Length / Diameter Ratio	LD	0.4066
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003627
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	34.3214 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *34.3214)/(3 *442.4459) = 0.1034		

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	100.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.5079E+33 mm
Diameter / Thickness Ratio (D/T)		8.2400
Length / Diameter Ratio	LD	0.6164E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0162009
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	112.6223 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		20.24 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 20.2366		

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	21.29 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Required Thickness including Corrosion all.	3.8624 mm
Actual Thickness as entered by User	102.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.5079E+33 mm
Actual Length as entered by User	335.00 mm

WEIGHT and VOLUME RESULTS, ORIGINAL THICKNESS:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.7751E+08 mm **3
Weight of Shell Component	WMET	5953.6 N
Inside Volume of Component	VOLID	0.1011E+09mm **3
Weight of Water in Component	WWAT	991.3 N

WEIGHT AND VOLUME RESULTS, CORRODED THICKNESS:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	0.7620E+08mm **3
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	5853.1 N
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.1024E+09 mm**3
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	1004.2 N

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software.

Input Echo, Component 3, Description: Head Shell

Design Internal Pressure	P	1.90 MPa
Temperature for Internal Pressure		315.00 C
User Entered Minimum Design Metal Temperature		0.00 C
Design External Pressure	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure		315.00 C
External Pressure Chart Name	CS-2	
Include Hydrostatic Head Components	NO	
Material Specification (Not Normalized)		SA-516 70
Material UNS Number	K02700	
Allowable Stress At Temperature	S	133.81 MPa
Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Yield Stress At Temperature	Sy	200.78 MPa
Curve Name for Chart UCS 66	B	
Joint efficiency for Head Joint	E	1.00
Inside Diameter of Elliptical Head	D	635.0000 mm
Minimum Thickness of Pipe or Plate	T	15.0000 mm
Shell/Head Int. Corrosion Allowance	CA	2.0000 mm
Aspect Ratio	AR	1.5114
Length of Straight Flange	STRNFLG	51.0000 mm
Skip UG-16(b) Min. thickness calculation	NO	



Type of Element:

Elliptical Head

Internal pressure results, Shell Number 3, Desc.: Head Shell
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

Thickness Due to Internal Pressure (TR):

$$= (P*(D+2*CA)*K)/(2*S*E-0.2*P) \text{ Appendix 1-4(c)}$$

$$= (1.90*(635.0000+2*2.0000)*0.71)/(2*133.81*1.00-0.2*1.90)$$

$$= 3.2441 \text{ mm}$$

Max. All. Working Pressure at Given Thickness (MAWP):

$$= (2*S*E*(T-CA-CAE))/(K*(D+2*CA)+0.2*(T-CA-CAE)) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (2*133.81*1.00*(13.0000))/(0.71*(635.0000+2*2.0000)+0.2*(13.0000))$$

$$= 7.58 \text{ MPa}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold (MAPNC):

$$= (2*SA*E*T)/(K*D+0.2*T) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (2*137.90*1.00*15.0000)/(0.71*635.0000+0.2*15.0000)$$

$$= 9.06 \text{ MPa}$$

Actual stress at given pressure and thickness (Sact):

$$= (P*(K*(D+2*CA)+0.2*(T-CA-CAE)))/(2*E*(T-CA-CAE))$$

$$= (1.90*(0.71*(635.0000+2*2.0000)+0.2*(13.0000)))/(2*1.00*(13.0000))$$

$$= 33.53 \text{ MPa}$$

SUMMARY OF INTERNAL PRESSURE RESULTS:

Required Thickness plus Corrosion Allowance, Trca		5.2441 mm
Actual Thickness as Given in Input		15.0000 mm
Maximum Allowable Working Pressure	MAWP	7.582 MPa
Maximum Allowable Pressure, NC	MAPNC	9.064 MPa
Design Pressure as Given in Input	P	1.900 MPa

HYDROSTATIC TEST PRESSURES (Measured at High Point):

Hydrotest per UG-99(b); 1.3 * MAWP * Sa/S	10.16 MPa
Hydrotest per UG-99(c); 1.3 * MAPNC	11.78 MPa
Pneumatic per UG-100 ; 1.1 * MAWP * Sa/S	8.59 MPa

Percent Elongation per UCS-79 (75 * tnom/Rf * (1-Rf/Ro)) 10.181 %

Minimum Design Metal Temperature per UCS-66 Curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-16 C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.242]	-94 C
Min. Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 3, Desc.: Head Shell
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

External Pressure Chart CS-2 at 315.00 C
Elastic Modulus for Material 177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Head	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0035057
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	79.4703 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		2.23 MPa
EMAWP = B/(K0*(D/T)) = 79.4703 /(0.6970 *51.1538) =		2.2288

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Head	TCA	1.4148 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	470.0183
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003815
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	33.8871 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = B/(K0*(D/T)) = 33.8871 /(0.6970 *470.0183) =		0.1034

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	2.23 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	3.4148 mm
Actual Thickness as entered by User	15.0000 mm

WEIGHT and VOLUME RESULTS, ORIGINAL THICKNESS:

Volume of Shell Component	VOLMET	0.1118E+08mm ³
Weight of Shell Component	WMET	859.2 N
Inside Volume of Component	VOLID	0.4435E+08mm ³
Weight of Water in Component	WWAT	593.0 N
Inside Vol. of 51.00 mm Straight	VOLSCA	0.1615E+08 mm
Total Volume for Head + Straight	VOLTOT	0.6050E+08 mm

WEIGHT AND VOLUME RESULTS, CORRODED THICKNESS:

Volume of Shell Component, Corroded	VOLMETCA	9693609.0mm ³
Weight of Shell Component, Corroded	WMETCA	744.6 N
Inside Volume of Component, Corroded	VOLIDCA	0.4520E+08mm ³
Weight of Water in Component, Corroded	WWATCA	603.3 N
Inside Vol. of 51.00 mm Straight, Corr.	VOLSCA	0.1636E+08mm ³
Total Volume for Head + Straight Corroded	VOLTCA	0.6155E+08mm ³



Input Echo, Tubesheet Number 4, Description: Tubesheet

Shell Design Pressure	Ps	1.90 MPa
Shell Thickness	ts	15.0000 mm
Shell Corrosion Allowance	cas	2.0000 mm
Inside Diameter of Shell	Ds	635.0000 mm
Shell Temperature for Internal Pressure	Ts	315.00 C
Shell Material	SA-516 70	

Note: Using 2Sy for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA-516 Gr.70

Shell Material UNS Number	K02700	
Shell Allowable Stress at Temperature	Ss	133.81 MPa
Shell Allowable Stress at Ambient		137.90 MPa

Channel Design Pressure	Pt	17.50 MPa
Channel Thickness	tc	102.0000 mm
Channel Corrosion Allowance	cac	2.0000 mm
Inside Diameter of Channel	Dc	620.0000 mm
Channel Temperature for Internal Pressure	TEMPC	235.00 C
Channel Material	SA-350 LF2	

Note: Using 2Sy for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA350LF2

Channel Material UNS Number	K03011	
Channel Allowable Stress at Temperature	Sc	136.38 MPa
Channel Allowable Stress at Ambient		137.90 MPa
Number of Tubes Holes	Nt	288
Tube Wall Thickness	t	1.3900 mm
Tube Outside Diameter	D	19.0500 mm
Design Temperature of the Tubes		235.00 C
Tube Material	SA-556 C2	
Tube Material UNS Number	K03006	
Tube Allowable Stress at Temperature	St	162.24 MPa
Tube Allowable Stress At Ambient		162.24 MPa
Tube Yield Stress At Operating Temperature	Syt	226.97 MPa
Is Welded Tube Material specified (not Seamless)	Yes	

Note: Tube allowables increased for welded tube material per ASME UHX.

Tube Pitch (Center to Center Spacing)	P	23.8125 mm
Tube Layout Pattern	Triangular	
Fillet Weld Leg	af	3.0000 mm
Groove Weld Leg	ag	0.0000 mm
Tube-Tubesheet Joint Weld Type	Partial Strength	



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Design Strength of Weld	Fd	3700.0000 N
Method for Tube-Tubesheet Jt. Allow.	UW-20	
Tube-Tubesheet Joint Classification	e	

Radius to Outermost Tube Hole Center	ro	244.2800 mm
Largest Center-to-Center Tube Distance	UI	95.2000 mm
Length of Expanded Portion of Tube	ltx	110.0000 mm
Tube-side pass partition groove depth	hg	0.0000 mm

Tubesheet TYPE: U-tube, Integral both sides, Conf. a

Tubesheet Design Metal Temperature	T	235.00 C
Tubesheet Material Specification	SA-350 LF2	

Note: Using 2Sy for Discontinuity Stress Allowable (UG-23(e)). Make sure that material properties at this temperature are not time-dependent for Material: SA350LF2

Tubesheet Material UNS Number	K03011	
Tubesheet Allowable Stress at Temperature	S	136.38 MPa
Tubesheet Allowable Stress at Ambient	Tt	137.90 MPa
Thickness of Tubesheet	h	126.0000 mm
Tubesheet Corr. Allowance (Shell side)	Cats	2.0000 mm
Tubesheet Corr. Allowance (Channel side)	Catc	2.0000 mm
Tubesheet Outside Diameter	A	824.0000 mm
Area of The Untubed Lanes	AL	43819.637 mm ²
Skip Elastic-Plastic Calculation	NO	

Stress Reduction Option	Perform Elastic-Plastic Calculation	
Perform Differential Pressure Design	NO	
Run Multiple Load Cases	YES	
Shell Side Vacuum Pressure	Pexts	0.1034 MPa
Channel Side Vacuum Pressure	Pextc	0.1034 MPa

Tubesheet Integral with	Both	
Tubesheet Extended as Flange	No	

ASME TubeSheet Results per Part UHX, 2004 A-05

Detailed Tubesheet Results for load Case 1c (Fvs+Pt-Ca)



Elasticity/Expansion Material Properties :

Shell - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Design Temp.	315.0 C	0.18139E+06 MPa
Channel - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa
Tubes - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Tubsht. Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa
TubeSheet - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa

**Results for ASME U-tube Tubesheet Calculations for Configuration a,
Per 2004 A-05 Revisions, Original Thickness :**

Minimum Required Thickness for Shear [HreqS]:

$$\begin{aligned}
 &= 1/(4 * \mu) * (Do/(0.8 * S) * |Ps - Pt| + Cats + Catc) \\
 &= 1/(4 * 0.200) * (507.61 / (0.8 * 136.38) * |-0.10 - 17.50| + 4.000) \\
 &= 106.3761 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.1 Step 1:

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * ro + dt \\
 &= 2 * 244.2800 + 19.0500 = 507.610 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [μ]:

$$\begin{aligned}
 &= (p - dt) / p \\
 &= (23.812 - 19.050) / 23.812 = 0.200
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.2 Step 2 :

Compute the Ratio [Rhos]:

$$\begin{aligned}
 &= Ds / Do \text{ (Configurations a, b, c)} \\
 &= 639.0000 / 507.6100 = 1.2588
 \end{aligned}$$

Compute the Ratio [Rhoc]:

$$\begin{aligned}
 &= Dc / Do \text{ (Configurations a, e, f)} \\
 &= 624.0000 / 507.6100 = 1.2293
 \end{aligned}$$

Moment on Tubesheet due to Pressures (Ps, Pt) [Mts]:

$$\begin{aligned}
 &= Do^2/16 * [(Rhos-1)*(Rhos^2+1)* Ps - (Rhoc-1) * (Rhoc^2+1) * Pt] \\
 &= 507.610^2/16 * [(1.259 - 1) * (1.259^2 + 1) * -0.103 - \\
 &\quad (1.229 - 1) * (1.229^2 + 1) * 17.501] \\
 &= -163389.5469 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$



UHX-12.5.3 Step 3, Determination of Effective Elastic Properties :

Compute the Ratio [rho]:

$$= l_{tx} / h = 110.0000 / 122.0000 = 0.9016 \text{ (must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{)}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d*]:

$$\begin{aligned} &= \max(dt - 2t_t * (E_t / E) (S_t / S) (\rho), dt - 2t_t) \\ &= \max(19.0500 - 2 * 1.3900 * (188028 / 188028) * \\ &\quad (162 / 136) * (0.902), 19.0500 - 2 * 1.3900) \\ &= 16.2700 \text{ mm} \end{aligned}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p*]:

$$\begin{aligned} &= p / \sqrt{1 - 4 * \min(AL, 4 * D_o * p) / (\pi * D_o^2) } \\ &= 23.8125 / \sqrt{1 - 4 * \min(43819.64 , 4 * 507.610 * 23.812) / (3.141 * 507.610^2) } \\ &= 26.9026 \text{ mm} \end{aligned}$$

Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [mu*]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (26.9026 - 16.2700) / 26.9026 = 0.39523$$

Looking up E*/E and nu* from Table UHX-11.2 using h/p = 5.12336

$$E^*/E = 0.407083 ; \nu^* = 0.311861 ; E^* = 76543. \text{ MPa}$$

UHX-12.5.4 Step 4:

Compute Shell Coefficient [betaS]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \nu_s^2))^{0.25}) / ((D_s + t_s) * t_s)^{1/2} \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^{0.25}) / ((639.0000 + 15.0000) * 15.0000)^{1/2} \\ &= 0.0197 \text{ 1/mm} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ks]:

$$\begin{aligned} &= \beta S * E_s * t_s^3 / (6 * (1 - \nu_s^2)) \\ &= 0.020 * 181389.078 * 13.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 1441148.3750 \text{ MPa*mm}^2 \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [Lambdas]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_s * k_s) / h^3 * (1 + h * \beta S + (h * \beta S)^2 / 2) \\ &= 6 * 639.000 * .14411E+07 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.020 + 2.901) \\ &= 19201.4023 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [deltaS]:

$$\begin{aligned} &= D_s^2 / (4 * E_s * T_s) * (1 - \nu_s / 2) \\ &= 639.000^2 / (4 * 181389 * 13.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.0367995985 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaS]:

$$\begin{aligned} &= \rho_s * k_s * \beta S * \delta S (1 + h * \beta S) \\ &= 1.2588 * .14411E+07 * 0.0197 * 0.036800 (1 + 122.0000 * 0.0197) \\ &= 4493.2534 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$



Determine Channel Coefficient [betac]:

$$\begin{aligned}
 &= ((12 * (1 - \text{nuc}^2))^0.25) / ((Dc + tc) * tc)^0.5 \\
 &= ((12 * (1 - 0.30^2))^0.25) / ((624.0000 + 100.0000) * 100.0000)^0.5 \\
 &= 0.0068 \text{ 1/mm}
 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [kc]:

$$\begin{aligned}
 &= \text{betac} * E_c * tc^3 / (6 * (1 - \text{rnus}^2)) \\
 &= 0.007 * 188028.156 * 100.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\
 &= 232657280.0000 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [Lambdac]:

$$\begin{aligned}
 &= (6 * Dc * kc) / h^3 * (1 + h * \text{betac} + (h * \text{betac})^2 / 2) \\
 &= 6 * 624.000 * .23266E+09 / (122.000^3) * (1 + 122.000 * 0.007 + 0.340) \\
 &= 1038030.5625 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [deltaC]:

$$\begin{aligned}
 &= Dc^2 / (4 * E_c * Tc) * (1 - \text{nus} / 2) \\
 &= 624.000^2 / (4 * 188028 * 100.000) * (1 - 0.3 / 2) \\
 &= 0.0044009066
 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$\begin{aligned}
 &= \rho_{oc} * kc * \text{Betac} * \text{deltaC} (1 + h * \text{betac}) \\
 &= 1.2293 * .23266E+09 * 0.0068 * 0.004401 (1 + 122.0000 * 0.0068) \\
 &= 15511.0518 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.5 Step 5:

Diameter ratio [K]:

$$= A / D_o = 824.0000 / 507.6100 = 1.6233$$

Determine Coefficient [F]:

$$\begin{aligned}
 &= (1 - \text{nu}^*) / E^* * (\text{Lambdas} + \text{Lambdac} + E * \ln(K)) \\
 &= (1 - 0.31) / 76543 * (19201.40 + .10380E+07 + \\
 &= 188028 * \ln(1.62)) \\
 &= 10.3237
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.6 Step 6:

Moment Acting on Unperforated Tubesheet Rim [M*]

$$\begin{aligned}
 &= M_{ts} + \Omega C * P_t - \Omega S * P_s \\
 &= -0.2E+06 + 372919.500 * 17.501 - 31293.521 * -0.103 \\
 &= 108528.0156 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.7 Step 7:

Maximum Bending Moment acting on Periphery of Tubesheet [Mp]:

$$\begin{aligned}
 &= ((M^*) - D_o^2 / 32 * F * (P_s - P_t)) / (1 + F) \\
 &= ((108528.02) - 507.610^2 / 32 * 10.324 * (-0.10 - 17.50)) / (1 + 10.32) \\
 &= 138816.0000 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$



Maximum Bending Moment acting on Center of Tubesheet [Mo]:

$$\begin{aligned}
 &= M_p + D_o^2/64 * (3 + \nu^*)(P_s - P_t) \\
 &= 138816.00 + 507.610^2/64 * (3 + 0.312)(-0.10 - 17.50) \\
 &= -95911.9062 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Tubesheet [M]:

$$\begin{aligned}
 &= \text{Max}(|M_p|, |M_o|) \\
 &= \text{Max}(|138816.000|, |-95911.906|) \\
 &= 138816.0000 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.8 Results for Step 8:

Tubesheet Bending Stress at Original Thickness:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / ((\nu^*) * (h - h_g')^2) \\
 &= 6 * 138816.000 / ((0.3952) * (122.0000 - 0.0000)^2) \\
 &= 141.5880 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [SigmaAll]:

$$= 2 * S = 2 * 136.38 = 272.77 \text{ MPa}$$

Tubesheet Bending Stress at Final Thickness [Sigma]:

$$\begin{aligned}
 &= 6 * M / ((\nu^*) * (h - h_g')^2) \\
 &= 6 * 138751.109 / ((0.3952) * (87.8974 - 0.0000)^2) \\
 &= 272.6407 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Required Tubesheet Thickness, for Bending Stress [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 87.8974 + 2.0000 + 2.0000 = 91.8974 \text{ mm}$$

Required Tubesheet Thickness for Given Loadings (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}(H_{reqB}, H_{reqS}) = \text{Max}(91.8974, 106.3761) = 106.3761 \text{ mm}$$

UHX-12.5.9 Step 9:

Average Shear Stress at the Outer Edge of Perforated Region [Tau]:

$$\begin{aligned}
 &= 1/(4 * \mu^*) * (D_o/h) * |P_s - P_t| \\
 &= 1/(4 * 0.200) * (507.61 / 122.00) * |-0.10 - 17.50| = 91.56 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.10 Results for Step 10:

Note: For a given Shell thickness of: 13.000 mm

Min. Shell length. adjacent to the tubesheet is: 164.057 mm

$$\begin{aligned}
 \text{Sigma_sm} &= D_s^2 / (4 * t_s * (D_s + t_s)) * P_s \\
 \text{Sigma_sm} &= 639.0000^2 / (4 * 13.0000 * (639.0000 + 13.0000)) * -0.103 \\
 \text{Sigma_sm} &= -1.246 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Sigma_sb} &= 6 * k_s / t_s^2 * (\beta S * P'_s + 6 * (1 - \nu^*) / (E^*) * \\
 &\quad = D_o / h^3 * (1 + h * \beta S / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t))) \\
 \text{Sigma_sb} &= 6 * 323971.66 / 13.000^2 * [0.020 * 0.00 + 6 * (1 - 0.312) / 76543 * \\
 &\quad = 507.610 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.020 / 2) * (138816.00 + 507.610
 \end{aligned}$$



$$= (-0.10 - 17.50)]$$

$$\text{Sigma_sb} = -8.835 \text{ MPa}$$

$$\text{Sigma_s} = |\text{Sigma_sm}| + |\text{Sigma_sb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_s)$$

$$\text{Sigma_s} = 10.080 \text{ MPa (Should be } \leq 200.71)$$

Note: For a given Channel thickness of: 100.000 mm
Min. Channel length. adjacent to the tubesheet is: 449.640 mm

Axial Channel Membrane Stress [Sigmacm]:

$$= D_c^2 / (4 * t_c * (D_c + t_c)) * P_t$$

$$= 624.0000^2 / (4 * 100.0000 * (624.0000 + 100.0000)) * 17.501$$

$$= 23.530 \text{ MPa}$$

Axial Channel Bending Stress [Sigmacb]:

$$= 6 * k_c / t_c^2 * [\text{Betac} * (\text{deltaC} * P_t) - 6 * (1 - \nu^*) / (E^*) * \\ D_o / h^3 * (1 + h * \text{Betac} / 2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t))]$$

$$= 6 * .52302E+08 / 100.000^2 * [0.007 * 0.08 - 6 * (1 - 0.312) / 76543 * \\ 507.610 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.007 / 2) * (138816.00 + 507.610^2 / 32 * \\ (-0.10 - 17.50))]$$

$$= 81.350 \text{ MPa}$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmac]:

$$= |\text{Sigmacm}| + |\text{Sigmacb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_c)$$

$$= 104.880 \text{ MPa (Should be } \leq 204.58)$$

Tube Weld Size Results per UW-20:

Tube Strength [Ft]:

$$= 3.1415 * t * (d_o - t) * S_a$$

$$= 3.1415 * 1.390 * (19.050 - 1.390) * 162.24 = 12510.187 \text{ N}$$

Fillet Weld Strength [Ff]:

$$= .55 * 3.1415 * a_f * (d_o + 0.67 * a_f) * S_w \text{ (but not } > F_t)$$

$$= .55 * 3.1415 * 3.000 * (19.050 + 0.67 * 3.000) * 136.38$$

$$= 12510.1865 \text{ N}$$

Groove Weld Strength, $F_g = 0.0$

Max. Allow. Tube-Tubesheet Joint load, L_{max}

$$= F_f + F_g \text{ (but not } > F_t) = 12510.1865 \text{ N}$$

Design Strength Ratio [fd]:

$$= F_d / F_t = 0.2958$$

Weld Strength Factor [fw]:

$$= S_{ot} / (\text{Min}(S_{ot}, S)) = 1.1895$$

Min Weld Length [ar]:

$$= ((0.75 * d_o)^2 + 2.73 * t * (d_o - t) * f_w * f_d)^{1/2} - .75 * d_o$$



= 0.8026 mm

Minimum Required Fillet Weld Leg afr 0.8026 mm

Summary of Stress/Force comparisons

Stress Description	Actual	Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	141.6 <=	272.8 MPa	Ok
Tubesheet shear stress	91.6 <=	109.1 MPa	Ok
Stress in Shell at Tubesheet	10.1 <=	200.7 MPa	Ok
Stress in Channel at Tubesheet	104.9 <=	204.6 MPa	Ok
Tube-Tubesheet Jt. Strength	3700.000 >	12510.187 N	Ok

Summary of thickness comparisons

Thk. Description	Actual	Required	Pass/Fail
Req. Tubesht. Thk.	126.000 >	106.376 mm	Ok
Req. Fillet Weld Leg	3.000 >	0.803 mm	Ok

Detailed Tubesheet Results for load Case 2c (Ps+Fvt-Ca)

Elasticity/Expansion Material Properties :

Shell - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Design Temp.	315.0 C	0.18139E+06 MPa
Channel - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa
Tubes - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Tubesht. Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa
TubeSheet - C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M		
Elastic Mod. at Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa

Results for ASME U-tube Tubesheet Calculations for Configuration a,
Per 2004 A-05 Revisions, Original Thickness :

Minimum Required Thickness for Shear [HreqS]:

$$\begin{aligned}
 &= 1/(4 * \mu) * (Do/(0.8 * S) * |Ps - Pt| + Cats + Catc \\
 &= 1/(4 * 0.200) * (507.61 / (0.8 * 136.38) * |1.90 - -0.10| + 4.000 \\
 &= 15.6513 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



UHX-12.5.1 Step 1:

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:

$$= 2 * r_o + dt$$

$$= 2 * 244.2800 + 19.0500 = 507.610 \text{ mm}$$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [mu]:

$$= (p - dt) / p$$

$$= (23.812 - 19.050) / 23.812 = 0.200$$

UHX-12.5.2 Step 2 :

Compute the Ratio [Rhos]:

$$= D_s / D_o \text{ (Configurations a, b, c)}$$

$$= 639.0000 / 507.6100 = 1.2588$$

Compute the Ratio [Rhoc]:

$$= D_c / D_o \text{ (Configurations a, e, f)}$$

$$= 624.0000 / 507.6100 = 1.2293$$

Moment on Tubesheet due to Pressures (Ps, Pt) [Mts]:

$$= D_o^2 / 16 * [(Rhos - 1) * (Rhos^2 + 1) * P_s - (Rhoc - 1) * (Rhoc^2 + 1) * P_t]$$

$$= 507.610^2 / 16 * [(1.259 - 1) * (1.259^2 + 1) * 1.900 -$$

$$(1.229 - 1) * (1.229^2 + 1) * -0.103]$$

$$= 21430.4297 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^2$$

UHX-12.5.3 Step 3, Determination of Effective Elastic Properties :

Compute the Ratio [rho]:

$$= l_{tx} / h = 110.0000 / 122.0000 = 0.9016 \text{ (must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{)}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d*]:

$$= \max(dt - 2t_t * (E_t / E) * (S_t / S) * (\rho), dt - 2t_t)$$

$$= \max(19.0500 - 2 * 1.3900 * (188028 / 188028) *$$

$$(162 / 136) * (0.902), 19.0500 - 2 * 1.3900)$$

$$= 16.2700 \text{ mm}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p*]:

$$= p / \sqrt{1 - 4 * \min(A_L, 4 * D_o * p) / (P_i * D_o^2)}$$

$$= 23.8125 / \sqrt{1 - 4 * \min(43819.64, 4 * 507.610 * 23.812) / (3.141 * 507.610^2)}$$

$$= 26.9026 \text{ mm}$$

Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [mu*]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (26.9026 - 16.2700) / 26.9026 = 0.39523$$

Looking up E*/E and nu* from Table UHX-11.2 using h/p = 5.12336

$$E^*/E = 0.407083 ; \nu^* = 0.311861 ; E^* = 76543. \text{ MPa}$$

UHX-12.5.4 Step 4:



Compute Shell Coefficient [betaS]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \text{nus}^2))^0.25) / ((D_s + t_s) * t_s)^{1/2} \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^0.25) / ((639.0000 + 15.0000) * 15.0000)^{1/2} \\ &= 0.0197 \text{ 1/mm} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [ks]:

$$\begin{aligned} &= \text{betaS} * E_s * t_s^3 / (6 * (1 - \text{rnus}^2)) \\ &= 0.020 * 181389.078 * 13.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 1441148.3750 \text{ MPa*mm}^2 \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [Lambdas]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_s * k_s) / h^3 * (1 + h * \text{betaS} + (h * \text{betaS})^2 / 2) \\ &= 6 * 639.000 * .14411\text{E}+07 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.020 + 2.901) \\ &= 19201.4023 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Determine Shell Coefficient [deltaS]:

$$\begin{aligned} &= D_s^2 / (4 * E_s * T_s) * (1 - \text{nus} / 2) \\ &= 639.000^2 / (4 * 181389 * 13.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.0367995985 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaS]:

$$\begin{aligned} &= \rho_s * k_s * \text{betaS} * \text{deltaS} (1 + h * \text{betaS}) \\ &= 1.2588 * .14411\text{E}+07 * 0.0197 * 0.036800 (1 + 122.0000 * 0.0197) \\ &= 4493.2534 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [betac]:

$$\begin{aligned} &= ((12 * (1 - \text{nuc}^2))^0.25) / ((D_c + t_c) * t_c)^{0.5} \\ &= ((12 * (1 - 0.30^2))^0.25) / ((624.0000 + 100.0000) * 100.0000)^{0.5} \\ &= 0.0068 \text{ 1/mm} \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [kc]:

$$\begin{aligned} &= \text{betac} * E_c * t_c^3 / (6 * (1 - \text{rnuc}^2)) \\ &= 0.007 * 188028.156 * 100.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ &= 232657280.0000 \text{ MPa*mm}^2 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [Lambdac]:

$$\begin{aligned} &= (6 * D_c * k_c) / h^3 * (1 + h * \text{betac} + (h * \text{betac})^2 / 2) \\ &= 6 * 624.000 * .23266\text{E}+09 / (122.000^3) * (1 + 122.000 * 0.007 + 0.340) \\ &= 1038030.5625 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [deltaC]:

$$\begin{aligned} &= D_c^2 / (4 * E_c * T_c) * (1 - \text{nuc} / 2) \\ &= 624.000^2 / (4 * 188028 * 100.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ &= 0.0044009066 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$\begin{aligned} &= \rho_c * k_c * \text{Betac} * \text{deltaC} (1 + h * \text{betac}) \\ &= 1.2293 * .23266\text{E}+09 * 0.0068 * 0.004401 (1 + 122.0000 * 0.0068) \\ &= 15511.0518 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$



UHX-12.5.5 Step 5:

Diameter ratio [K]:

$$= A / D_o = 824.0000 / 507.6100 = 1.6233$$

Determine Coefficient [F]:

$$\begin{aligned} &= (1 - \nu^*)/E^* * (\text{Lambdas} + \text{Lambdac} + E * \ln(K)) \\ &= (1 - 0.31)/76543 * (19201.40 + .10380E+07 + \\ &= 188028 * \ln(1.62)) \\ &= 10.3237 \end{aligned}$$

UHX-12.5.6 Step 6:

Moment Acting on Unperforated Tubesheet Rim [M*]

$$\begin{aligned} &= M_{ts} + \Omega C * P_t - \Omega S * P_s \\ &= 21430.428 + 372919.500 * -0.103 - 31293.521 * 1.900 \\ &= 11288.7188 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^2 \end{aligned}$$

UHX-12.5.7 Step 7:

Maximum Bending Moment acting on Periphery of Tubesheet [Mp]:

$$\begin{aligned} &= ((M^*) - D_o^2/32 * F * (P_s - P_t)) / (1 + F) \\ &= ((11288.72) - 507.610^2/32 * 10.324 * (1.90 - -0.10)) / (1 + 10.32) \\ &= -13710.7852 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Center of Tubesheet [Mo]:

$$\begin{aligned} &= M_p + D_o^2/64 * (3 + \nu^*)(P_s - P_t) \\ &= -13710.79 + 507.610^2/64 * (3 + 0.312)(1.90 - -0.10) \\ &= 13003.2783 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^2 \end{aligned}$$

Maximum Bending Moment acting on Tubesheet [M]:

$$\begin{aligned} &= \text{Max}(|M_p|, |M_o|) \\ &= \text{Max}(|-13710.785|, |13003.278|) \\ &= 13710.7852 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^2 \end{aligned}$$

UHX-12.5.8 Results for Step 8:

Tubesheet Bending Stress at Original Thickness:

$$\begin{aligned} &= 6 * M / ((\nu^*) * (h - h_g')^2) \\ &= 6 * 13710.785 / ((0.3952) * (122.0000 - 0.0000)^2) \\ &= 13.9846 \text{ MPa} \end{aligned}$$

The Allowable Tubesheet Bending Stress [SigmaAll]:

$$= 2 * S = 2 * 136.38 = 272.77 \text{ MPa}$$

Tubesheet Bending Stress at Final Thickness [Sigma]:

$$\begin{aligned} &= 6 * M / ((\nu^*) * (h - h_g')^2) \\ &= 6 * 16038.580 / ((0.3952) * (29.8938 - 0.0000)^2) \\ &= 272.4652 \text{ MPa} \end{aligned}$$



Required Tubesheet Thickness, for Bending Stress [HreqB]:

$$= H + CATS + CATC = 29.8938 + 2.0000 + 2.0000 = 33.8938 \text{ mm}$$

Required Tubesheet Thickness for Given Loadings (includes CA) [Hreq]:

$$= \text{Max}(HreqB, HreqS) = \text{Max}(33.8938, 15.6513) = 33.8938 \text{ mm}$$

UHX-12.5.9 Step 9:

Average Shear Stress at the Outer Edge of Perforated Region [Tau]:

$$= 1/(4 * \mu) * (Do/h) * |Ps - Pt|$$

$$= 1/(4 * 0.200) * (507.61 / 122.00) * |1.90 - -0.10| = 10.42 \text{ MPa}$$

UHX-12.5.10 Results for Step 10:

Note: For a given Shell thickness of: 13.000 mm

Min. Shell length. adjacent to the tubesheet is: 164.057 mm

$$\sigma_{sm} = D_s^2 / (4 * t_s * (D_s + t_s)) * P_s$$

$$\sigma_{sm} = 639.0000^2 / (4 * 13.0000 * (639.0000 + 13.0000)) * 1.900$$

$$\sigma_{sm} = 22.883 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{sb} = 6 * k_s / t_s^2 * (\beta_s * P_s + 6 * (1 - \nu) / (E) * (Do/h^3 * (1 + h * \beta_s / 2) * (M_p + Do^2 / 32 * (P_s - P_t)))$$

$$\sigma_{sb} = 6 * 323971.66 / 13.000^2 * [0.020 * 0.07 + 6 * (1 - 0.312) / 76543 * (507.610 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.020 / 2) * (-13710.79 + 507.610 * (1.90 - -0.10)))]$$

$$\sigma_{sb} = 74.752 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s = |\sigma_{sm}| + |\sigma_{sb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_s)$$

$$\sigma_s = 97.635 \text{ MPa (Should be } \leq 200.71)$$

Note: For a given Channel thickness of: 100.000 mm

Min. Channel length. adjacent to the tubesheet is: 449.640 mm

Axial Channel Membrane Stress [Sigmacm]:

$$= D_c^2 / (4 * t_c * (D_c + t_c)) * P_t$$

$$= 624.0000^2 / (4 * 100.0000 * (624.0000 + 100.0000)) * -0.103$$

$$= -0.139 \text{ MPa}$$

Axial Channel Bending Stress [Sigmacb]:

$$= 6 * k_c / t_c^2 * [\beta_c * (\Delta C * P_t) - 6 * (1 - \nu) / (E) * (Do/h^3 * (1 + h * \beta_c / 2) * (M_p + Do^2 / 32 * (P_s - P_t)))]$$

$$= 6 * .52302E+08 / 100.000^2 * [0.007 * 0.00 - 6 * (1 - 0.312) / 76543 * (507.610 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.007 / 2) * (-13710.79 + 507.610^2 / 32 * (1.90 - -0.10)))]$$

$$= -7.627 \text{ MPa}$$

Channel Membrane + Bending Stress [Sigmac]:

$$= |\sigma_{cm}| + |\sigma_{cb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_c)$$

$$= 7.766 \text{ MPa (Should be } \leq 204.58)$$



Tube Weld Size Results per UW-20:

Tube Strength [Ft]:

$$= 3.1415 * t * (d_o - t) * S_a$$

$$= 3.1415 * 1.390 * (19.050 - 1.390) * 162.24 = 12510.187 \text{ N}$$

Fillet Weld Strength [Ff]:

$$= .55 * 3.1415 * a_f * (d_o + 0.67 * a_f) * S_w \text{ (but not } > F_t)$$

$$= .55 * 3.1415 * 3.000 * (19.050 + 0.67 * 3.000) * 136.38$$

$$= 12510.1865 \text{ N}$$

Groove Weld Strength, $F_g = 0.0$

Max. Allow. Tube-Tubesheet Joint load, L_{max}

$$= F_f + F_g \text{ (but not } > F_t) = 12510.1865 \text{ N}$$

Design Strength Ratio [fd]:

$$= F_d / F_t = 0.2958$$

Weld Strength Factor [fw]:

$$= S_{ot} / (\text{Min}(S_{ot}, S)) = 1.1895$$

Min Weld Length [ar]:

$$= ((0.75 * d_o)^2 + 2.73 * t * (d_o - t) * f_w * f_d)^{1/2} - .75 * d_o$$

$$= 0.8026 \text{ mm}$$

Minimum Required Fillet Weld Leg afr 0.8026 mm

Summary of Stress/Force comparisons

Stress Description	Actual	Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	14.0<=	272.8 Mpa	Ok
Tubesheet shear stress	10.4<=	109.1 Mpax	Ok
Stress in Shell at Tubesheet	97.6<=	200.7 Mpa	Ok
Stress in Channel at Tubesheet	7.8<=	204.6 Mpa	Ok
Tube-Tubesheet Jt. Strength	3700.000>	12510.187 N	Ok

Summary of thickness comparisons

Thk. Description	Actual	Required	Pass/Fail
Req. Tubesht. Thk.	126.000>	33.894 mm	Ok
Req. Fillet Weld Leg	3.000>	0.803 mm	Ok



Detailed Tubesheet Results for load Case 3c (Ps+Pt-Ca)

Elasticity/Expansion Material Properties :

Shell	- C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M	
Elastic Mod. at Design Temp.	315.0 C	0.18139E+06 MPa
Channel	- C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M	
Elastic Mod. at Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa
Tubes	- C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M	
Elastic Mod. at Tubsht. Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa
TubeSheet	- C-Mn-Si, 1-1/4Cr-1/2Mo & 3Cr-1M	
Elastic Mod. at Design Temp.	235.0 C	0.18803E+06 MPa

Results for ASME U-tube Tubesheet Calculations for Configuration a,
 Per 2004 A-05 Revisions, Original Thickness :

Minimum Required Thickness for Shear [HreqS]:
 $= 1/(4 * \mu) * (Do/(0.8 * S) * |Ps - Pt| + Cats + Catc)$
 $= 1/(4 * 0.200) * (507.61 / (0.8 * 136.38) * |1.90 - 17.50| + 4.000)$
 $= 94.7248 \text{ mm}$

UHX-12.5.1 Step 1:

Compute the Equivalent Outer Tube Limit Circle Diameter [Do]:
 $= 2 * ro + dt$
 $= 2 * 244.2800 + 19.0500 = 507.610 \text{ mm}$

Determine the Basic Ligament Efficiency for Shear [μ]:
 $= (p - dt) / p$
 $= (23.812 - 19.050) / 23.812 = 0.200$

UHX-12.5.2 Step 2 :

Compute the Ratio [Rhos]:
 $= Ds / Do \text{ (Configurations a, b, c)}$
 $= 639.0000 / 507.6100 = 1.2588$

Compute the Ratio [Rhoc]:
 $= Dc / Do \text{ (Configurations a, e, f)}$
 $= 624.0000 / 507.6100 = 1.2293$

Moment on Tubesheet due to Pressures (Ps, Pt) [Mts]:
 $= Do^2/16 * [(Rhos-1)*(Rhos^2+1)* Ps - (Rhoc-1) * (Rhoc^2+1) * Pt]$
 $= 507.610^2/16 * [(1.259 - 1) * (1.259^2 + 1) * 1.900 -$



$$(1.229 - 1) * (1.229^2 + 1) * 17.501] \\ = -141803.8281 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^2$$

UHX-12.5.3 Step 3, Determination of Effective Elastic Properties :

Compute the Ratio [rho]:

$$= l_{tx} / h = 110.0000 / 122.0000 = 0.9016 \text{ (must be } 0 \leq \rho \leq 1 \text{)}$$

Compute the Effective Tube Hole Diameter [d*]:

$$= \max(dt - 2t_t * (E_t / E) (S_t / S) (\rho), dt - 2t_t) \\ = \max(19.0500 - 2 * 1.3900 * (188028 / 188028) * \\ (162 / 136) * (0.902), 19.0500 - 2 * 1.3900) \\ = 16.2700 \text{ mm}$$

Compute the Effective Tube Pitch [p*]:

$$= p / \sqrt{1 - 4 * \min(AL, 4 * D_o * p) / (\pi * D_o^2) } \\ = 23.8125 / \sqrt{1 - 4 * \min(43819.64 , 4 * 507.610 * 23.812) / (3.141 * 507.610^2) } \\ = 26.9026 \text{ mm}$$

Compute the Effective Ligament Efficiency for Bending [mu*]:

$$= (p^* - d^*) / p^* = (26.9026 - 16.2700) / 26.9026 = 0.39523$$

Looking up E*/E and nu* from Table UHX-11.2 using h/p = 5.12336

$$E^*/E = 0.407083 ; \nu^* = 0.311861 ; E^* = 76543. \text{ MPa}$$

UHX-12.5.4 Step 4:

Compute Shell Coefficient [betaS]:

$$= ((12 * (1 - \nu_{us}^2))^{0.25}) / ((D_s + t_s) * t_s)^{1/2} \\ = ((12 * (1 - 0.30^2))^{0.25}) / ((639.0000 + 15.0000) * 15.0000)^{1/2} \\ = 0.0197 \text{ 1/mm}$$

Determine Shell Coefficient [ks]:

$$= \beta S * E_s * t_s^3 / (6 * (1 - \nu_{us}^2)) \\ = 0.020 * 181389.078 * 13.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\ = 1441148.3750 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^2$$

Determine Shell Coefficient [Lambdas]:

$$= (6 * D_s * k_s) / h^3 * (1 + h * \beta S + (h * \beta S)^2 / 2) \\ = 6 * 639.000 * .14411E+07 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.020 + 2.901) \\ = 19201.4023 \text{ MPa}$$

Determine Shell Coefficient [deltaS]:

$$= D_s^2 / (4 * E_s * T_s) * (1 - \nu_{us} / 2) \\ = 639.000^2 / (4 * 181389 * 13.000) * (1 - 0.3 / 2) \\ = 0.0367995985$$



Calculate Parameter [OmegaS]:

$$\begin{aligned}
 &= \rho_s * k_s * \beta_s * \Delta S (1 + h * \beta_s) \\
 &= 1.2588 * .14411E+07 * 0.0197 * 0.036800 (1 + 122.0000 * 0.0197) \\
 &= 4493.2534 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [betaC]:

$$\begin{aligned}
 &= ((12 * (1 - \text{nuc}^2))^{0.25}) / ((D_c + t_c) * t_c)^{0.5} \\
 &= ((12 * (1 - 0.30^2))^{0.25}) / ((624.0000 + 100.0000) * 100.0000)^{0.5} \\
 &= 0.0068 \text{ 1/mm}
 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [kc]:

$$\begin{aligned}
 &= \beta_c * E_c * t_c^3 / (6 * (1 - \text{rnu}^2)) \\
 &= 0.007 * 188028.156 * 100.000^3 / (6 * (1 - 0.300^2)) \\
 &= 232657280.0000 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [Lambdac]:

$$\begin{aligned}
 &= (6 * D_c * k_c) / h^3 * (1 + h * \beta_c + (h * \beta_c)^2 / 2) \\
 &= 6 * 624.000 * .23266E+09 / (122.000^3) * (1 + 122.000 * 0.007 + 0.340) \\
 &= 1038030.5625 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Determine Channel Coefficient [deltaC]:

$$\begin{aligned}
 &= D_c^2 / (4 * E_c * T_c) * (1 - \text{nus} / 2) \\
 &= 624.000^2 / (4 * 188028 * 100.000) * (1 - 0.3 / 2) \\
 &= 0.0044009066
 \end{aligned}$$

Calculate Parameter [OmegaC]:

$$\begin{aligned}
 &= \rho_c * k_c * \beta_c * \Delta C (1 + h * \beta_c) \\
 &= 1.2293 * .23266E+09 * 0.0068 * 0.004401 (1 + 122.0000 * 0.0068) \\
 &= 15511.0518 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.5 Step 5:

Diameter ratio [K]:

$$= A / D_o = 824.0000 / 507.6100 = 1.6233$$

Determine Coefficient [F]:

$$\begin{aligned}
 &= (1 - \text{nu}^*) / E^* * (\text{Lambdas} + \text{Lambdac} + E * \ln(K)) \\
 &= (1 - 0.31) / 76543 * (19201.40 + .10380E+07 + \\
 &= 188028 * \ln(1.62)) \\
 &= 10.3237
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.6 Step 6:

Moment Acting on Unperforated Tubesheet Rim [M*]

$$\begin{aligned}
 &= M_{ts} + \Omega_c * P_t - \Omega_s * P_s \\
 &= -0.1E+06 + 372919.500 * 17.501 - 31293.521 * 1.900 \\
 &= 121111.5469 \text{ MPa*mm}^2
 \end{aligned}$$

UHX-12.5.7 Step 7:



$$\begin{aligned} &\text{Maximum Bending Moment acting on Periphery of Tubesheet [Mp]:} \\ &= ((M^*) - D_o^2/32 * F * (P_s - P_t)) / (1 + F) \\ &= ((121111.55) - 507.610^2/32 * 10.324 * (1.90 - 17.50)) / (1 + 10.32) \\ &= 125219.5547 \text{ MPa*mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Maximum Bending Moment acting on Center of Tubesheet [Mo]:} \\ &= M_p + D_o^2/64 * (3 + \nu^*)(P_s - P_t) \\ &= 125219.55 + 507.610^2/64 * (3 + 0.312)(1.90 - 17.50) \\ &= -82794.2812 \text{ MPa*mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Maximum Bending Moment acting on Tubesheet [M]:} \\ &= \text{Max}(|M_p|, |M_o|) \\ &= \text{Max}(|125219.555|, |-82794.281|) \\ &= 125219.5547 \text{ MPa*mm}^2 \end{aligned}$$

UHX-12.5.8 Results for Step 8:

$$\begin{aligned} &\text{Tubesheet Bending Stress at Original Thickness:} \\ &= 6 * M / ((\mu^*) * (h - h_g')^2) \\ &= 6 * 125219.555 / ((0.3952) * (122.0000 - 0.0000)^2) \\ &= 127.7201 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{The Allowable Tubesheet Bending Stress [SigmaAll]:} \\ &= 2 * S = 2 * 136.38 = 272.77 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Tubesheet Bending Stress at Final Thickness [Sigma]:} \\ &= 6 * M / ((\mu^*) * (h - h_g')^2) \\ &= 6 * 123990.656 / ((0.3952) * (83.0713 - 0.0000)^2) \\ &= 272.7682 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Required Tubesheet Thickness, for Bending Stress [HreqB]:} \\ &= H + CATS + CATC = 83.0713 + 2.0000 + 2.0000 = 87.0713 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Required Tubesheet Thickness for Given Loadings (includes CA) [Hreq]:} \\ &= \text{Max}(H_{reqB}, H_{reqS}) = \text{Max}(87.0713, 94.7248) = 94.7248 \text{ mm} \end{aligned}$$

UHX-12.5.9 Step 9:

$$\begin{aligned} &\text{Average Shear Stress at the Outer Edge of Perforated Region [Tau]:} \\ &= 1/(4 * \mu^*) * (D_o/h) * |P_s - P_t| \\ &= 1/(4 * 0.200) * (507.61/122.00) * |1.90 - 17.50| = 81.14 \text{ MPa} \end{aligned}$$

UHX-12.5.10 Results for Step 10:

Note: For a given Shell thickness of: 13.000 mm
Min. Shell length. adjacent to the tubesheet is: 164.057 mm

$$\begin{aligned} &\text{Sigma}_{sm} = D_s^2 / (4 * t_s * (D_s + t_s)) * P_s \\ &\text{Sigma}_{sm} = 639.0000^2 / (4 * 13.0000 * (639.0000 + 13.0000)) * 1.900 \\ &\text{Sigma}_{sm} = 22.883 \text{ MPa} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\sigma_{sb} &= 6k_s/t_s^2 * (\beta_s * P_s + 6(1 - \nu_s) / (E_s) * \\ &= D_o/h^3 * (1 + h * \beta_s/2) * (M_p + D_o^2 / 32 * (P_s - P_t)) \\ \sigma_{sb} &= 6*323971.66 / 13.000^2 * [0.020 * 0.07 + 6*(1 - 0.312)/76543 * \\ &= 507.610 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.020 / 2) *(125219.55 + 507.610 \\ &= (1.90 - 17.50))] \\ \sigma_{sb} &= 69.956 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_s &= |\sigma_{sm}| + |\sigma_{sb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_s) \\ \sigma_s &= 92.840 \text{ MPa (Should be } \leq 200.71)\end{aligned}$$

Note: For a given Channel thickness of: 100.000 mm

Min. Channel length. adjacent to the tubesheet is: 449.640 mm

$$\begin{aligned}\text{Axial Channel Membrane Stress } [\sigma_{macm}]: \\ &= D_c^2 / (4 * t_c * (D_c + t_c)) * P_t \\ &= 624.0000^2 / (4 * 100.0000 * (624.0000 + 100.0000)) * 17.501 \\ &= 23.530 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Axial Channel Bending Stress } [\sigma_{macb}]: \\ &= 6k_c/t_c^2 * [\beta_c * (\delta C * P_t) - 6(1 - \nu_c) / (E_c) * \\ &D_o/h^3 * (1 + h * \beta_c/2) * (M_p + D_o^2/32 * (P_s - P_t))] \\ &= 6*.52302E+08/100.000^2 * [0.007 * 0.08 - 6*(1 - 0.312)/76543 * \\ &507.610 / 122.000^3 * (1 + 122.000 * 0.007 / 2) *(125219.55 + 507.610^2/32 * \\ &(1.90 - 17.50))] \\ &= 73.812 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Channel Membrane + Bending Stress } [\sigma_{mac}]: \\ &= |\sigma_{macm}| + |\sigma_{macb}| \text{ (Should be } \leq 1.5 * S_c) \\ &= 97.342 \text{ MPa (Should be } \leq 204.58)\end{aligned}$$

Tube Weld Size Results per UW-20:

$$\begin{aligned}\text{Tube Strength } [F_t]: \\ &= 3.1415 * t * (d_o - t) * S_a \\ &= 3.1415 * 1.390 * (19.050 - 1.390) * 162.24 = 12510.187 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Fillet Weld Strength } [F_f]: \\ &= .55 * 3.1415 * a_f * (d_o + 0.67 * a_f) * S_w \text{ (but not } > F_t) \\ &= .55 * 3.1415 * 3.000 * (19.050 + 0.67 * 3.000) * 136.38 \\ &= 12510.1865 \text{ N}\end{aligned}$$

Groove Weld Strength, $F_g = 0.0$

$$\begin{aligned}\text{Max. Allow. Tube-Tubesheet Joint load, } L_{max} \\ &= F_f + F_g \text{ (but not } > F_t) = 12510.1865 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Design Strength Ratio } [f_d]: \\ &= F_d / F_t = 0.2958\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Weld Strength Factor } [f_w]: \\ &= S_o / (\text{Min}(S_o, S)) = 1.1895\end{aligned}$$



Min Weld Length [ar]:

$$= ((0.75 * do)^2 + 2.73 * t * (do - t) * fw * fd)^{1/2} - .75 * do$$

$$= 0.8026 \text{ mm}$$

Minimum Required Fillet Weld Leg afr 0.8026 mm

Summary of Stress/Force comparisons

Stress Description	Actual	Allowable	Pass/Fail
Tubesheet bend. stress	127.7<=	272.8 Mpa	Ok
Tubesheet shear stress	81.1<=	109.1 Mpa	Ok
Stress in Shell at Tubesheet	92.8<=	200.7 Mpa	Ok
Stress in Channel at Tubesheet	97.3<=	204.6 Mpa	Ok
Tube-Tubesheet Jt. Strength	3700.000>	12510.187 N	Ok

Summary of thickness comparisons

Thk. Description	Actual	Required	Pass/Fail
Req. Tubesht. Thk.	126.000>	94.725 mm	Ok
Req. Fillet Weld Leg	3.000>	0.803 mm	Ok

U-Tube Tubesheet results per ASME UHX-12 2004 A-05

Results for 6 Load Cases:

Case#	Reqd. Thk. + CA Tbsht Extnsn	----- Tubesheet	Stresses Case	Pass/ Fail
		Bend Allwd Shear Allwd	Type	
1uc	102.376	- 134 273 89 109	Fvs+Pt	Ok
2uc	29.899	- 13 273 10 109	Ps+Fvt	Ok
3uc	90.725	- 121 273 791 109	Ps+Pt	Ok
1c	106.376	- 142 273 92 109	Fvs+Pt-Ca	Ok
2c	33.894	- 14 273 10 109	Ps+Fvt-Ca	Ok
3c	94.725	- 128 273 81 109	Ps+Pt-Ca	Ok
Max: 106.3761 0.000 mm 0.519 0.839 (Str. Ratio)				
Given Tubesheet Thickness: 126.0000 mm				

Load Case Definitions:

Fvs,Fvt - User-defined Shell-side and Tube-side vacuum pressures or 0.0.

Ps, Pt - Shell-side and Tube-side Design Pressures.

Ca - With or Without Corrosion Allowance.



Shell and Channel Stress Summary:

Integral Cyl. Case#	Shel	Reqd.Thk. Channel	Stress Stress	Shell Stress Allwd	Channel Stress	Stress Allwd	Pass Fail
1uc	-	-	8	201	99	205	Ok
2uc	-	-	84	201	7	205	Ok
3uc	-	-	81	201	92	205	Ok
1c	-	-	10	201	105	205	Ok
2c	-	-	98	201	8	205	Ok
3c	-	-	93	201	97	205	Ok
Max	0.000	0.00	0.486	0.513			

Given Shell Thickness: 15.0000 mm
Given Channel Thickness: 102.0000 mm

Min Shell length of thk, (15.000) adj. to tubesheet: 175.673 mm
Min Channel length of thk, (102.000) adj. to tubesheet: 452.656 mm

Tube-Tubesheet Fillet Weld, [Actual / Req.] 3.0000 0.8026 mm

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software

Input Echo, Flange Item 5, Description: Cover

Description of Flange Geometry (Type)	Blind	
Description of Flange Analysis	Analysis Only	
Design Pressure	P	17.50 MPa
Design Temperature		235.00 C
Corrosion Allowance	ci	2.0000 mm
Use Corrosion Allowance in Thickness Calcs.	Yes	
Flange Inside Diameter	B	0.0000 mm
Flange Outside Diameter	A	824.0000 mm
Flange Thickness	t	150.0000 mm
Perform thickness calcs. based on rigidity	Yes	
Flange Material (Not Normalized)	SA-350 LF2	
Flange Material UNS Number	K03011	
Flange Allowable Stress At Temperature	Sfo	136.38 MPa
Flange Allowable Stress At Ambient	Sfa	137.90 MPa
Bolt Material	SA-354 BD	
Bolt Material UNS Number	K04100	
Bolt Allowable Stress At Temperature	Sb	193.06 MPa
Bolt Allowable Stress At Ambient	Sa	193.06 MPa
Diameter of the Load Reaction, Long Span	D	721.0000 mm



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Diameter of the Load Reaction, Short Span	D	721.0000 mm
Perimeter along the Center of the Bolts	L	2265.088 mm
Diameter of Bolt Circle	C	721.0000 mm
Nominal Bolt Diameter	Db	50.8000 mm
Type of Thread Series	UNC Thread Series	
Number of Bolts	n	20
Compute Full Flange Design Bolt Load (S*AB) ?NO		
Flange Face Outside Diameter	Fod	647.0000 mm
Flange Face Inside Diameter	Fid	0.0000 mm
Flange Facing Sketch	Code Sketch 1a	
Gasket Outside Diameter	Go	643.0000 mm
Gasket Inside Diameter	Gi	617.6000 mm
Gasket Factor,	m	0.0000
Gasket Design Seating Stress	y	0.00 MPa
Column for Gasket Seating	1, Code Column I	
Full face Gasket Flange Option	Program Selects	

Flange analysis, Flange number 5, Description: Cover **ASME Code, Section VIII, Division 1, App. 2, 2004 A-05**

Gasket Contact Width,	$N = (Goc - Gic) / 2$	12.700 mm
Basic Gasket Width,	$b0 = N / 2.0$	6.350 mm
Effective Gasket Width,	$b = b0$	6.350 mm
Gasket Reaction Diameter,	$G = (Go + Gi) / 2.0$	630.300 mm

Basic Flange and Bolt loads:

Hydrostatic End Load due to Pressure[H]:

$$\begin{aligned}
 &= 0.785 * G * G * Peq \\
 &= 0.7854 * 630.3000 * 630.3000 * 17.5006 \\
 &= 5460102.000 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Contact Load on Gasket Surfaces[Hp]:

$$\begin{aligned}
 &= 2 * b * PI * G * m * P \\
 &= 2 * 6.3500 * 3.1416 * 630.3000 * 0.0000 * 17.50 \\
 &= 0.000 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Operating Bolt Load[Wm1]:

$$\begin{aligned}
 &= H + Hp + H'p \text{ (cannot be } < 0) \\
 &= (.54601E+07 + 0 + 0) \\
 &= 5460102.000 \text{ N}
 \end{aligned}$$



Gasket Seating Bolt Load[Wm2]:

$$= y * b * PI * G + y_{Part} * b_{Part} * l_p$$

$$= 0.00 * 6.3500 * 3.141 * 630.300 + 0.00 * 0.0000 * 0.00$$

$$= 0.000 \text{ N}$$

Required Bolt Area[Am]:

$$= \text{Maximum of } W_{m1}/S_b, W_{m2}/S_a$$

$$= \text{Maximum of } .54601E+07 / 193, 0 / 193$$

$$= 28284.3 \text{ mm}^2$$

Bolting Information for UNC Thread Series:

	Minimum	Actual	Maximum
Bolt Area, mm ²	28284.293	29677.359	
Radial distance bet. Bolts/edge	50.800	51.500	
Circumferential spacing between bolts	107.950	112.789	1877.600

Flange Design Bolt Load, Gasket Seating[W]:

$$= S_a * (A_m + A_b) / 2.0$$

$$= 193.06 * (28284.2930 + 29677.3594) / 2.0$$

$$= 5594562.50 \text{ N}$$

Gasket Seating Force[Hg]:

$$= W_{m1}$$

$$= 5460102.00 \text{ N}$$

Moment Arm Calculations:

Distance to Gasket Load Reaction[hg]:

$$= (C - G) / 2.0$$

$$= (721.0000 - 630.3000) / 2.0$$

$$= 45.3500 \text{ mm}$$

Tangential Flange Stress, Flat Head, Operating[Sto]:

$$= 1.9 * W_{m1} * h_g * B_{cor} / (t^2 * G) + C * Z_{rat} * ABS(P_{eq}) * G^2 / (t^2)$$

$$= 1.9 * .54601E+07 * 45.3500 * 1.0000 / (148.0000^2 * 630.3000) +$$

$$0.30 * 1.0000 * 17.50 * 630.3000^2 / (148.0000^2)$$

$$= 129.3 \text{ MPa}$$

Tangential Flange Stress, Flat Head, Seating[Sta]:

$$= 1.9 * W * h_g * B_{cor} / (t^2 * G) + 0$$

$$= 1.9 * .55946E+07 * 45.3500 * 1.0000 / (148.0000^2 * 630.3000) + 0$$

$$= 34.9 \text{ MPa}$$



Bolt Stress, Operating[Bso]:

$$= (W_{m1} / A_b)$$

$$= (.54601E+07 / 29677.3594)$$

$$= 184.0 \text{ MPa}$$

Bolt Stress, Seating[Bsa]:

$$= (W_{m2} / A_b)$$

$$= (0 / 29677.3594)$$

$$= 0.0 \text{ MPa}$$

Stress Computation Results:

	Operating Gasket Seating			
	Actual	Allowed	Actual	Allowed
Tangential Flange	129	136	35.	138. MPa
Bolting	184	193	0.	193. MPa

Estimated M.A.W.P. (Operating)	18.4 MPa
Estimated Finished Weight of Flange	6144.5 N
Estimated Unfinished Weight of Forging	6144.5 N

Minimum Design Metal Temperature Results:

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -48 C

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software

Input Echo, Nozzle Item 6, Description: FW Inlet

Design Internal Pressure (Case 1)	P	17.50 MPa
Temperature for Internal Pressure	TEMP	235.00 C
Design External Pressure (Case 2)	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure	TEMPEX	235.00 C
Maximum Allowable Pressure New & Cold (Case 3)		26.30 MPa
Include Hydrostatic Head Components	NO	
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)	SA-350 LF2	
Material UNS Number	K03011	
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	136.38 MPa
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	206.68 MPa
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	620.0000 mm
Design Length of Section	L	335.0000 mm
Actual Thickness of Shell or Head	T	102.0000 mm
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	2.0000 mm
Is this Nozzle a Radial Nozzle	YES	
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)	YES	



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Nozzle Material (Not Normalized or NA)	SA-105	
Material UNS Number	K03504	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	136.38 MPa
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90 MPa
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID
Inside Diameter of Nozzle	DIA	182.5800 mm
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Actual
Actual Thickness of Nozzle	THK	38.0000 mm
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	2.0000 mm
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting
Outward Projection of Nozzle	HO	150.0000 mm
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	10.0000 mm
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	38.0000 mm
Is this is Manway/Access/Inspection Opening	No	
Skip Iterative Failure Thickness Calculations	No	

Nozzle Calculation, Nozzle Number 6, Description: FW Inlet **ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2004 A-05, UG-37 to UG-45**

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	182.580 mm
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	38.000 mm

Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]
 Thickness Due to Internal Pressure:
 $= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P)$ per UG-27 (c)(1)
 $= (17.50*(620.0000/2+2.0000))/(136.38*1.00-0.6*17.50)$
 $= 43.3749$ mm

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Mapnc]
 Thickness Due to Internal Pressure:
 $= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P)$ per UG-27 (c)(1)
 $= (26.30*(620.0000/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*26.30)$
 $= 66.7648$ mm

External Pressure Results for SHELL/HEAD :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 6, Desc.: FW Inlet **ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05**

External Pressure Chart	CS-2	at	235.00 C
Elastic Modulus for Material			189270.25 MPa



Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	100.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	335.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.2400
Length / Diameter Ratio	LD	0.4066
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.1000000
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	118.4571 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		21.29 MPa
EMAWP = $(2.167/(D/T)-0.0833)*B = 21.2850$		

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	1.8624 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	335.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	442.4459
Length / Diameter Ratio	LD	0.4066
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003627
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	34.3214 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = $(4*B)/(3*(D/T)) = (4*34.3214)/(3*442.4459) = 0.1034$		

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	100.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.5079E+33 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.2400
Length / Diameter Ratio	LD	0.6164E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0162009
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	112.6223 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		20.24 MPa
EMAWP = $(2.167/(D/T)-0.0833)*B = 20.2366$		

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	21.29 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	3.8624 mm
Actual Thickness as entered by User	102.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.5079E+33 mm
Actual Length as entered by User	335.00 mm

Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (17.50*(182.5800/2+2.0000))/(136.38*1.00-0.6*17.50) \\
 &= 12.9694 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Mapnc]



Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (26.30*(182.5800/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*26.30)$$

$$= 19.6612 \text{ mm}$$

External Pressure Results for NOZZLE :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 6, Desc.: FW Inlet **ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05**

External Pressure Chart CS-2 at 235.00 C
Elastic Modulus for Material 189270.25 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	36.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	258.5800 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	7.1828
Length / Diameter Ratio	LD	0.5801
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.1000000
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	118.4571 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		25.87 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B =		25.8703

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	0.6774 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	258.5800 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	381.7303
Length / Diameter Ratio	LD	0.5801
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003129
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	29.6114 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *29.6114)/(3 *381.7303) =		0.1034

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	36.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	258.5800 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.2515E+33 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	7.1828
Length / Diameter Ratio	LD	0.9726E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0213210
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	115.3295 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		25.19 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B =		25.1873

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	25.87 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	2.6774 mm



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Actual Thickness as entered by User	38.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.2515E+33 mm
Actual Length as entered by User	150.00 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	458.5800 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	90.0000 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Mapnc case

Effective material diameter limit,	DL	462.5800 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	95.0000 mm

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available,	A1 to A5	Design	External	Mapnc
Area Required	Ar	8092.881	173.741	12189.923 mm ²
Area in Shell	A1	15402.036	26693.432	9865.847 mm ²
Area in Nozzle Wall	A2	4145.515	6358.070	3484.379 mm ²
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	0.000 mm ²
Area in Welds	A4	100.000	100.000	100.000 mm ²
Area in Pad	A5	0.000	0.000	0.000 mm ²
Total Area Available	Atot	19647.551	33151.504	13450.225 mm ²

Mapnc Case Governs the Analysis

Note: Corrosion is set to zero.

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

$Ar = (DLR \cdot TR + 2 \cdot THK \cdot TR \cdot (1 - FFR1))$ UG-37(c) or UG-39

$Ar = (182.5800 \cdot 66.7648 + 2 \cdot (38.0000 - 0.0000) \cdot 66.7648 \cdot (1.0 - 1.00))$

$Ar = 12189.923 \text{ mm}^2$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell (A1):

$A1 = (DL - DLR) \cdot (ES \cdot (T - CAS) - TR) - 2 \cdot (THK - CAN) \cdot (ES \cdot (T - CAS) - TR) \cdot (1 - FFR1)$

$A1 = (462.580 - 182.580) \cdot (1.00 \cdot (102.0000 - 0.000) - 66.765) - 2 \cdot (38.000 - 0.000)$

$\quad \cdot (1.00 \cdot (102.0000 - 0.0000) - 66.7648) \cdot (1.0 - 1.00)$

$A1 = 9865.847 \text{ mm}^2$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$A2np = (2 \cdot \text{MIN}(TLNP, HO)) \cdot (THK - CAN - TRN) \cdot FFR2$

$A2np = (2 \cdot 95.0000) \cdot (38.0000 - 0.0000 - 19.6612) \cdot 1.00$

$A2np = 3484.379 \text{ mm}^2$

Area Available in Welds, no Pad:

$A4np = Wo^2 \cdot FFR2 + (Wi - Can / 0.707)^2 \cdot FFR2$

$A4np = 10.0000^2 \cdot 1.0000 + (0.0000)^2 \cdot 1.0000$

$A4np = 100.000 \text{ mm}^2$



UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

$$\begin{aligned}
 &= \\
 &\text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A}) \\
 &= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(45.3749, 4.3812), \text{Max}(2.2367, 4.3812)), 10.1121), 14.9694) \\
 &= 14.9694 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 38.0000 \text{ mm OK}
 \end{aligned}$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: CASE 3

$$\begin{aligned}
 &= \\
 &\text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A}) \\
 &= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(66.7648, 2.3812), \text{Max}(0.2367, 2.3812)), 8.1121), 19.6612) \\
 &= 19.6612 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 38.0000 \text{ mm OK}
 \end{aligned}$$

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded	509.74 N
Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded	509.74 N

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), UCS curve: B	
Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	10 C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-48 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), UCS curve: B	
Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	10 C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.356]	-48 C

Weld Size Calculations, Nozzle Number 6, Desc.: FW Inlet

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds	Tmin	19.05mm
--	------	---------

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	6.3500 = Min per Code 7.0710 = 0.707 * WO,	mm

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b):

$$\begin{aligned}
 W &= (AR-A1)*S \\
 W &= (12189.9229 - 9865.8467) * 136 \\
 W &= 316940. N \\
 W1 &= (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*FFR2)*S \\
 W1 &= (3484.3787 + 0.0000 + 100.0000 - 0.0000 * 1.00) * 136 \\
 W1 &= 488811. N
 \end{aligned}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path: ANALYSIS

Shear, Outward Nozzle Weld:

$$\begin{aligned}
 \text{SONW} &= (\text{PI}/2)*\text{DLO}*W_O*0.49*\text{SNW} \\
 \text{SONW} &= (3.1416 / 2.0) * 258.5800 * 10.0000 * 0.49 * 136 \\
 \text{SONW} &= 271417. N
 \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Groove Weld:

$$\begin{aligned}
 \text{SNGW} &= (\text{PI}/2)*(\text{DLR} + \text{WGNVA}) * (\text{WGNVA} - \text{CAN}) * 0.60 * \text{SNG} \\
 \text{SNGW} &= (3.14 / 2) * (182.580 + 38.000) * (38.000 - 0.0000) * 0.6 * 136 \\
 \text{SNGW} &= 1077328. N
 \end{aligned}$$



Strength of Failure Paths:

$$\text{PATH11} = (\text{SONW} + \text{SNGW}) = (271417 + .10773\text{E}+07) = .13487\text{E}+07 \text{ N}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = .13487E+07 N, must exceed W = 316940 N or W1 = 488810 N

M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	25.575 MPa
Shell M.A.W.P		36.662 MPa
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	27.145 MPa
Shell M.A.P.(NC)		37.892 MPa

Iterative Results per Pressure, Area and UG-45:

(Assuming same Corr. All. for Shell and Nozzle)

Maximum (failure) Corrosion Allowance:	15.8516 mm
Minimum (failure) Nozzle Thickness:	22.1484 mm
Minimum (failure) Shell Thickness:	86.1484 mm

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software

Input Echo, Nozzle Item 7, Description: FW Outlet

Design Internal Pressure (Case 1)	P	17.50 MPa
Temperature for Internal Pressure	TEMP	235.00 C
Design External Pressure (Case 2)	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure	TEMPEX	235.00 C
Maximum Allowable Pressure New & Cold (Case 3)		26.30 MPa
Include Hydrostatic Head Components	NO	
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)	SA-350 LF2	
Material UNS Number	K03011	
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	136.38 MPa
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	206.68 MPa
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	620.0000 mm
Design Length of Section	L	335.0000 mm
Actual Thickness of Shell or Head	T	102.0000 mm
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	2.0000 mm
Is this Nozzle a Radial Nozzle	YES	
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)	YES	
Nozzle Material (Not Normalized or NA)	SA-105	
Material UNS Number	K03504	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	136.38 MPa



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90 MPa
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID
Inside Diameter of Nozzle	DIA	182.5800 mm
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Actual
Actual Thickness of Nozzle	THK	38.0000 mm
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	2.0000 mm
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting
Outward Projection of Nozzle	HO	150.0000 mm
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	10.0000 mm
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	38.0000 mm
Is this is Manway/Access/Inspection Opening	No	
Skip Iterative Failure Thickness Calculations	No	

Nozzle Calculation, Nozzle Number 7, Description: FW Outlet **ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2004 A-05, UG-37 to UG-45**

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	182.580 mm
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	38.000 mm

Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]
Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (17.50*(620.0000/2+2.0000))/(136.38*1.00-0.6*17.50) \\
 &= 43.3749 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Mapnc]
Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned}
 &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\
 &= (26.30*(620.0000/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*26.30) \\
 &= 66.7648 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



External Pressure Results for SHELL/HEAD :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 7, Desc.: FW Outlet
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart CS-2 at 235.00 C
 Elastic Modulus for Material 189270.25MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	100.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	335.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.2400
Length / Diameter Ratio	LD	0.4066
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.1000000
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	118.4571 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		21.29 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B =		21.2850

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	1.8624 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	335.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	442.4459
Length / Diameter Ratio	LD	0.4066
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003627
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	34.3214 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *34.3214)/(3 *442.4459) =		0.1034

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	100.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	824.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.5079E+33 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.2400
Length / Diameter Ratio	LD	0.6164E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0162009
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	112.6223 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		20.24 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B =		20.2366

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	21.29 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	3.8624 mm
Actual Thickness as entered by User	102.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.5079E+33 mm
Actual Length as entered by User	335.00 mm



Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (17.50*(182.5800/2+2.0000))/(136.38*1.00-0.6*17.50)$$

$$= 12.9694 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (26.30*(182.5800/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*26.30)$$

$$= 19.6612 \text{ mm}$$

External Pressure Results for NOZZLE :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 7, Desc.: FW Outlet **ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05**

External Pressure Chart CS-2 at 235.00 C
Elastic Modulus for Material 189270.25 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	36.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	258.5800 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	7.1828
Length / Diameter Ratio	LD	0.5801
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.1000000
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	118.4571 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		25.87 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B =		25.8703

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	0.6774 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	258.5800 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	381.7303
Length / Diameter Ratio	LD	0.5801
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0003129
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	29.6114 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *29.6114)/(3 *381.7303) =		0.1034

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	36.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	258.5800 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.2515E+33 mm



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	7.1828
Length / Diameter Ratio	LD	0.9726E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0213210
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	115.3295 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		25.19 MPa
EMAWP = $(2.167/(D/T)-0.0833)*B =$		25.1873

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	25.87 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	2.6774 mm
Actual Thickness as entered by User	38.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.2515E+33 mm
Actual Length as entered by User	150.00 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	458.5800 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	90.0000 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Mapnc case

Effective material diameter limit,	DL	462.5800 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	95.0000 mm

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5		Design	External	Mapnc
Area Required	Ar	8092.881	173.741	12189.923 mm ²
Area in Shell	A1	15402.036	26693.432	9865.847 mm ²
Area in Nozzle Wall	A2	4145.515	6358.070	3484.379 mm ²
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000	0.000 mm ²
Area in Welds	A4	100.000	100.000	100.000 mm ²
Area in Pad	A5	0.000	0.000	0.000 mm ²
Total Area Available	Atot	19647.551	33151.504	13450.225 mm ²

Mapnc Case Governs the Analysis

Note: Corrosion is set to zero.

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

$Ar = (DLR*TR+2*THK*TR*(1-FFR1))$ UG-37(c) or UG-39

$Ar = (182.5800*66.7648+2*(38.0000-0.0000)*66.7648*(1.0-1.00))$

$Ar = 12189.923 \text{ mm}^2$



Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell (A1):

$$A1 = (DL - DLR) * (ES * (T - CAS) - TR) - 2 * (THK - CAN) * (ES * (T - CAS) - TR) * (1 - FFR1)$$

$$A1 = (462.580 - 182.580) * (1.00 * (102.0000 - 0.000) - 66.765) - 2 * (38.000 - 0.000) * (1.00 * (102.0000 - 0.0000) - 66.7648) * (1.0 - 1.00)$$

$$A1 = 9865.847 \text{ mm}^2$$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$$A2np = (2 * \text{MIN}(TLNP, HO)) * (THK - CAN - TRN) * FFR2$$

$$A2np = (2 * 95.0000) * (38.0000 - 0.0000 - 19.6612) * 1.00$$

$$A2np = 3484.379 \text{ mm}^2$$

Area Available in Welds, no Pad:

$$A4np = W_o^2 * FFR2 + (W_i - Can / 0.707)^2 * FFR2$$

$$A4np = 10.0000^2 * 1.0000 + (0.0000)^2 * 1.0000$$

$$A4np = 100.000 \text{ mm}^2$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

=

$$\begin{aligned} & \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(UG45B1, UG16B), \text{Max}(UG45B2, UG16B)), UG45B4), UG45A) \\ &= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(45.3749, 4.3812), \text{Max}(2.2367, 4.3812)), 10.1121), 14.9694) \\ &= 14.9694 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 38.0000 \text{ mm OK} \end{aligned}$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: CASE 3

=

$$\begin{aligned} & \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(UG45B1, UG16B), \text{Max}(UG45B2, UG16B)), UG45B4), UG45A) \\ &= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(66.7648, 2.3812), \text{Max}(0.2367, 2.3812)), 8.1121), 19.6612) \\ &= 19.6612 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 38.0000 \text{ mm OK} \end{aligned}$$

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded 509.74 N

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded 509.74 N

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 10 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -48 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn, t, te), UCS curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 10 C

Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.356] -48 C

Weld Size Calculations, Nozzle Number 7, Desc.: FW Outlet

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds Tmin 19.05 mm

Results Per UW-16.1:

Required Thickness Actual Thickness

Nozzle Weld 6.3500 = Min per Code 7.0710 = 0.707 * WO , mm



Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b):

$$W = (AR-A1)*S$$

$$W = (12189.9229 - 9865.8467) * 136$$

$$W = 316940. \text{ N}$$

$$W1 = (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*FFR2)*S$$

$$W1 = (3484.3787 + 0.0000 + 100.0000 - 0.0000 * 1.00) * 136$$

$$W1 = 488811. \text{ N}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path: ANALYSIS

Shear, Outward Nozzle Weld:

$$SONW = (PI/2)*DLO*WO*0.49*SNW$$

$$SONW = (3.1416 / 2.0) * 258.5800 * 10.0000 * 0.49 * 136$$

$$SONW = 271417. \text{ N}$$

Shear, Nozzle Groove Weld:

$$SNGW = (PI/2)*(DLR+WGNVA)*(WGNVA-CAN)*0.60*SNG$$

$$SNGW = (3.14 / 2)*(182.580 + 38.000)*(38.000 - 0.0000)*0.6*136$$

$$SNGW = 1077328. \text{ N}$$

Strength of Failure Paths:

$$PATH11 = (SONW + SNGW) = (271417 + 1.0773E+07) = . 13487E+07 \text{ N}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = .13487E+07 N, must exceed W = 316940 N or W1 = 488810 N

M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	25.575 MPa
Shell M.A.W.P		36.662 MPa
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	27.145 MPa
Shell M.A.P.(NC)		37.892 MPa

Iterative Results per Pressure, Area and UG-45:

(Assuming same Corr. All. for Shell and Nozzle)

Maximum (failure) Corrosion Allowance: 15.8516 mm

Minimum (failure) Nozzle Thickness: 22.1484 mm

Minimum (failure) Shell Thickness: 86.1484 mm



Input Echo, Nozzle Item 8, Description: Steam Inlet

Design Internal Pressure (Case 1)	P	1.90 MPa
Temperature for Internal Pressure	TEMP	315.00 C
Design External Pressure (Case 2)	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure	TEMPEX	315.00 C
Maximum Allowable Pressure New & Cold (Case 3)		2.90 MPa
Include Hydrostatic Head Components	NO	
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)	SA-516 70	
Material UNS Number	K02700	
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	133.81 MPa
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	200.78 MPa
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	635.0000 mm
Design Length of Section	L	10344.00 mm
Actual Thickness of Shell or Head	T	15.0000 mm
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	2.0000 mm
Is this Nozzle a Radial Nozzle	YES	
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)	YES	
Nozzle Material (Not Normalized or NA)	SA-335 P11	
Material UNS Number	K11597	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	108.29 MPa
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	117.90 MPa
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	OD
Nominal Diameter of Nozzle	DIA	152.4000 mm
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Nominal
Nominal Thickness of Nozzle	THKNOM	SCH 80
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	2.0000 mm
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting
Outward Projection of Nozzle	HO	150.0000 mm
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	10.0000 mm
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	10.9728 mm
Is this is Manway/Access/Inspection Opening	No	
Skip Iterative Failure Thickness Calculations	No	

Nozzle Calculation, Nozzle Number 8, Description: Steam Inlet
ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2004 A-05, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Outside Diameter Used in Calculation	168.275 mm
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	10.973 mm



Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (1.90*(635.0000/2+2.0000))/(133.81*1.00-0.6*1.90)$$

$$= 4.5759 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (2.90*(635.0000/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*2.90)$$

$$= 6.7625 \text{ mm}$$

External Pressure Results for SHELL/HEAD :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 8, Desc.: Steam Inlet

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart	CS-2	at	315.00 C
Elastic Modulus for Material			177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.1578 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	107.9936
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0000943
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.3772 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *8.3772)/(3 *107.9936) =		0.1034

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.9741E+30 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	0.1465E+28



Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	0.97 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	8.1578 mm
Actual Thickness as entered by User	15.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.9741E+30 mm
Actual Length as entered by User	10344.00 mm

Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2-CAE))/(S*E+0.4*P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (1.90*(168.2750/2-0.000))/(108.29*1.00+0.4*1.90)$$

$$= 1.4660 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2-CAE))/(S*E+0.4*P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (2.90*(168.2750/2-0.000))/(117.90*1.00+0.4*2.90)$$

$$= 2.0494 \text{ mm}$$

External Pressure Results for NOZZLE :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 8, Desc.: Steam Inlet
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart	CS-2	at	315.00 C
Elastic Modulus for Material			177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	8.9728 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	168.2750 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	18.7539
Length / Diameter Ratio	LD	0.8914
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0203265
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	102.7853 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		7.31 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *102.7853)/(3 *18.7539) =		7.3077

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	0.5394 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	168.2750 mm



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	311.9635
Length / Diameter Ratio	LD	0.8914
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002725
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	24.1998 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 24.1998) / (3 * 311.9635) = 0.1034$		

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	8.9728 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	168.2750 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.5922E+32 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	18.7539
Length / Diameter Ratio	LD	0.3519E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0031276
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	77.9129 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		5.54 MPa
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 77.9129) / (3 * 18.7539) = 5.5393$		

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	7.31 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	2.5394 mm
Actual Thickness as entered by User	10.9728 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.5922E+32 mm
Actual Length as entered by User	150.00 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	300.6588 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	22.4320 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Mapnc case

Effective material diameter limit,	DL	292.6588 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	27.4320 mm

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5	Design	External	Mapnc
Area Required	Ar	687.896	462.847
Area in Shell	A1	1266.386	1028.588
Area in Nozzle Wall	A2	272.554	306.198
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000
Area in Welds	A4	80.929	80.929
Area in Pad	A5	0.000	0.000
Total Area Available	Atot	1619.869	1415.714
			1709.475 mm^2

Mapnc Case Governs the Analysis

Note: Corrosion is set to zero.

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.



The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

$$Ar = (DLR * TR + 2 * THK * TR * (1 - FFR1)) \text{ UG-37(c) or UG-39}$$

$$Ar = (146.3294 * 6.7625 + 2 * (10.9728 - 0.0000) * 6.7625 * (1.0 - 1.00))$$

$$Ar = 989.553 \text{ mm}^2$$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell (A1):

$$A1 = (DL - DLR) * (ES * (T - CAS) - TR) - 2 * (THK - CAN) * (ES * (T - CAS) - TR) * (1 - FFR1)$$

$$A1 = (292.659 - 146.329) * (1.00 * (15.0000 - 0.000) - 6.763) - 2 * (10.973 - 0.000)$$

$$* (1.00 * (15.0000 - 0.0000) - 6.7625) * (1.0 - 1.00)$$

$$A1 = 1205.388 \text{ mm}^2$$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$$A2np = (2 * \text{MIN}(TLNP, HO)) * (THK - CAN - TRN) * FFR2$$

$$A2np = (2 * 27.4320) * (10.9728 - 0.0000 - 2.0494) * 0.86$$

$$A2np = 418.587 \text{ mm}^2$$

Area Available in Welds, no Pad:

$$A4np = Wo^2 * FFR2 + (Wi - Can / 0.707)^2 * FFR2$$

$$A4np = 10.0000^2 * 0.8550 + (0.0000)^2 * 0.8550$$

$$A4np = 85.500 \text{ mm}^2$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

=

$$\text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A})$$

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(6.5759, 4.3812), \text{Max}(2.2471, 4.3812)), 8.2230), 3.4660)$$

$$= 6.5759 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 9.6012 \text{ mm OK}$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: CASE 3

=

$$\text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A})$$

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(6.7625, 2.3812), \text{Max}(0.2471, 2.3812)), 6.2230), 2.0494)$$

$$= 6.2230 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 9.6012 \text{ mm OK}$$

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded 68.00 N

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded 68.00 N

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -26 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -104 C

Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f) -29 C

Minimum Design Metal Temperature (Shell), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -16 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -94 C

Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f) -29 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn, t, te), UCS curve: B

Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -26 C



Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.150]	-104 C
Min. Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Weld Size Calculations, Nozzle Number 8, Desc.: Steam Inlet

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds	Tmin	8.9728 mm
--	------	-----------

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness	
Nozzle Weld	$6.2810 = 0.7 * T_{min}$	$7.0710 = 0.707 * W_O$, mm

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b):

$$W = (AR - A1) * S$$

$$W = (989.5530 - 1205.3881) * 133$$

$$W = 0. N$$

$$W1 = (A2 + A5 + A4 - (WI - CAN / .707)^2 * FFR2) * S$$

$$W1 = (418.5865 + 0.0000 + 85.5000 - 0.0000 * 0.81) * 133$$

$$W1 = 67444. N$$

Strength of Connection Elements for Failure Path: ANALYSIS

Shear, Outward Nozzle Weld:

$$SONW = (PI/2) * DLO * WO * 0.49 * SNW$$

$$SONW = (3.1416 / 2.0) * 168.2750 * 10.0000 * 0.49 * 108$$

$$SONW = 140242. N$$

Shear, Nozzle Groove Weld:

$$SNGW = (PI/2) * (DLR + WGNVA) * (WGNVA - CAN) * 0.60 * SNG$$

$$SNGW = (3.14 / 2) * (146.329 + 10.973) * (10.973 - 0.0000) * 0.6 * 108$$

$$SNGW = 176143. N$$

Strength of Failure Paths:

$$PATH11 = (SONW + SNGW) = (140241 + 176142) = 316384 N$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 316384 N, must exceed W = 0 N or W1 = 67444 N

M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	3.123 MPa
Shell M.A.W.P		5.314 MPa
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	3.890 MPa
Shell M.A.P.(NC)		6.335 MPa

Iterative Results per Pressure, Area and UG-45:

(Assuming same Corr. All. for Shell and Nozzle)

Maximum (failure) Corrosion Allowance: 4.9968 mm

Minimum (failure) Nozzle Thickness: 5.9760 mm

Minimum (failure) Shell Thickness: 10.0032 mm



Input Echo, Nozzle Item 9, Description: Drain Inlet

Design Internal Pressure (Case 1)	P	1.90 MPa
Temperature for Internal Pressure	TEMP	315.00 C
Design External Pressure (Case 2)	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure	TEMPEX	315.00 C
Maximum Allowable Pressure New & Cold (Case 3)		2.90 MPa
Include Hydrostatic Head Components		NO
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-516 70
Material UNS Number		K02700
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	133.81 MPa
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	200.78 MPa
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	635.0000 mm
Design Length of Section	L	10344.0000 mm
Actual Thickness of Shell or Head	T	15.0000 mm
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	2.0000 mm
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		YES
Nozzle Material (Not Normalized or NA)		SA-106 B
Material UNS Number		K03006
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	117.90 MPa
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	117.90 MPa
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID
Nominal Diameter of Nozzle	DIA	76.2000 mm
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Nominal
Nominal Thickness of Nozzle	THKNOM	SCH 80
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	2.0000 mm
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting
Outward Projection of Nozzle	HO	150.0000 mm
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	7.6200 mm
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	7.6200 mm
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		No



Nozzle Calculation, Nozzle Number 9, Description: Drain Inlet
ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2004 A-05, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation 73.660 mm
 Actual Nozzle Thickness Used in Calculation 7.620 mm

Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (1.90*(635.0000/2+2.0000))/(133.81*1.00-0.6*1.90)$$

$$= 4.5759 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (2.90*(635.0000/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*2.90)$$

$$= 6.7625 \text{ mm}$$

External Pressure Results for SHELL/HEAD :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 9, Desc.: Drain Inlet
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart CS-2 at 315.00 C
 Elastic Modulus for Material 177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.1578 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	107.9936
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0000943
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.3772 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *8.3772)/(3 *107.9936) =		0.1034



Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.9741E+30 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	0.1465E+28
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	0.97 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	8.1578 mm
Actual Thickness as entered by User	15.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.9741E+30 mm
Actual Length as entered by User	10344.00 mm

Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (1.90*(73.6600/2+2.0000))/(117.90*1.00-0.6*1.90)$$

$$= 0.6319 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (2.90*(73.6600/2+0.0000))/(117.90*1.00-0.6*2.90)$$

$$= 0.9195 \text{ mm}$$

External Pressure Results for NOZZLE :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 9, Desc.: Drain Inlet ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart	CS-2	at	315.00 C
Elastic Modulus for Material			177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	5.6200 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	88.9000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	50.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	15.8185
Length / Diameter Ratio	LD	1.6873
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0131265
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	97.1023 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		8.18 MPa



$$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 97.1023) / (3 * 15.8185) = 8.1847$$

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	0.3695 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	88.9000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	240.5658
Length / Diameter Ratio	LD	1.6873
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002101
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	18.6611 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 18.6611) / (3 * 240.5658) = 0.1034$		

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	5.6200 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	88.9000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.8594E+32 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T) 1	5.8185
Length / Diameter Ratio	LD	0.9667E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0043960
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	82.5434 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		6.96 MPa
$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 82.5434) / (3 * 15.8185) = 6.9575$		

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	8.18 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	2.3695 mm
Actual Thickness as entered by User	7.6200 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.8594E+32 mm
Actual Length as entered by User	150.00 mm
UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure	
Effective material diameter limit,	DL 155.3200 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP 14.0500 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Mapnc case

Effective material diameter limit,	DL	147.3200 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	19.0500 mm

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5	Design	External	Mapnc
Area Required Ar	355.366	239.106	
498.126mm ²			
Area in Shell A1	654.214	531.367	
606.774mm ²			
Area in Nozzle Wall A2	123.509	130.004	
218.273mm ²			
Area in Inward Nozzle A3	0.000	0.000	0.000 mm ²
Area in Welds A4	51.164	51.164	49.645 mm ²
Area in Pad A5	0.000	0.000	0.000 mm ²



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Total Area Available Atot 828.886 712.535
874.692mm²

Mapnc Case Governs the Analysis

Note: Corrosion is set to zero.

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

Ar = (DLR*TR+2*THK*TR*(1-FFR1)) UG-37(c) or UG-39

Ar = (73.6600*6.7625+2*(7.6200-0.0000)*6.7625*(1.0-1.00))

Ar = 498.126 mm²

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell (A1):

A1 = (DL-DLR)*(ES*(T-CAS)-TR)-2*(THK-CAN)*(ES*(T-CAS)-TR)*(1-FFR1)

A1 = (147.320-73.660)*(1.00*(15.0000-0.000)-6.763)-2*(7.620-0.000)

(1.00(15.0000-0.0000)-6.7625)*(1.0-1.00)

A1 = 606.774 mm²

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

A2np = (2 * MIN(TLNP,HO)) * (THK - CAN - TRN) * FFR2

A2np = (2 * 19.0500) * (7.6200 - 0.0000 - 0.9195) * 0.86)

A2np = 218.273 mm²

Area Available in Welds, no Pad:

A4np = Wo²*FFR2 + (Wi-Can/0.707)²*FFR2

A4np = 7.6200 ² * 0.8550 + (0.0000)² * 0.8550

A4np = 49.645 mm²

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

=

Max(Min(Max(Max(UG45B1,UG16B),Max(UG45B2,UG16B)),UG45B4),UG45A)

= Max(Min(Max(Max(6.5759 ,4.3812),Max(2.2471 ,4.3812)),6.8006),2.6319)

= 6.5759 < Minimum Nozzle Thickness 6.6675 mm OK

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: CASE 3

=

Max(Min(Max(Max(UG45B1,UG16B),Max(UG45B2,UG16B)),UG45B4),UG45A)

= Max(Min(Max(Max(6.7625 ,2.3812),Max(0.2471 ,2.3812)),4.8006),0.9195)

= 4.8006 < Minimum Nozzle Thickness 6.6675 mm OK

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded 24.66 N

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded 24.66 N

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 - 29 C



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Minimum Metal Temp. at operating stress	-104 C
Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Minimum Design Metal Temperature (Shell), UCS curve: B	
Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-16 C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-94 C
Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), UCS curve: B	
Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-29 C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.112]	-104 C
Min. Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Weld Size Calculations, Nozzle Number 9, Desc.: Drain Inlet

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds	Tmin	5.6200 mm
--	------	-----------

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness	
Nozzle Weld	$3.9340 = 0.7 * T_{min}$	$5.3881 = 0.707 * W_O$, mm

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b):

$$\begin{aligned}
 W &= (AR-A1)*S \\
 W &= (498.1259 - 606.7741) * 133 \\
 W &= 0. \text{ N} \\
 W1 &= (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*FFR2)*S \\
 W1 &= (218.2728 + 0.0000 + 49.6451 - 0.0000 * 0.88) * 133 \\
 W1 &= 35846. \text{ N}
 \end{aligned}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path: ANALYSIS

Shear, Outward Nozzle Weld:

$$\begin{aligned}
 SONW &= (PI/2)*DLO*WO*0.49*SNW \\
 SONW &= (3.1416 / 2.0) * 88.9000 * 7.6200 * 0.49 * 117 \\
 SONW &= 61470. \text{ N}
 \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Groove Weld:

$$\begin{aligned}
 SNGW &= (PI/2)*(DLR+WGNVA)*(WGNVA-CAN)*0.60*SNG \\
 SNGW &= (3.14 / 2)*(73.660 + 7.620)*(7.620 - 0.0000)*0.6*117 \\
 SNGW &= 68818. \text{ N}
 \end{aligned}$$

Strength of Failure Paths:

$$PATH11 = (SONW + SNGW) = (61470 + 68818) = 130288 \text{ N}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 130288 N, must exceed W = 0 N or W1 = 35846 N

M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	3.121 MPa
--------------------------------------	------	-----------



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Shell M.A.W.P	5.314 MPa
Converged M.A.P.(NC) for given geometry AMAPNC	3.945 MPa
Shell M.A.P.(NC)	6.335 MPa

Iterative Results per Pressure, Area and UG-45:

(Assuming same Corr. All. for Shell and Nozzle)

Maximum (failure) Corrosion Allowance: 2.0933 mm

Minimum (failure) Nozzle Thickness: 5.5267 mm

Minimum (failure) Shell Thickness: 12.9067 mm

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software

Input Echo, Nozzle Item 10, Description: DrainOutlet

Design Internal Pressure (Case 1)	P	1.90 MPa
Temperature for Internal Pressure	TEMP	315.00 C
Design External Pressure (Case 2)	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure	TEMPEX	315.00 C
Maximum Allowable Pressure New & Cold (Case 3)		2.90 MPa
Include Hydrostatic Head Components		NO
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-516 70
Material UNS Number		K02700
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	133.81 MPa
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	200.78 MPa
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	635.0000 mm
Design Length of Section	L	10344.0000 mm
Actual Thickness of Shell or Head	T	15.0000 mm
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	2.0000 mm
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		YES
Nozzle Material (Not Normalized or NA)		SA-106 B
Material UNS Number		K03006
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	117.90 MPa
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	117.90 MPa
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	ID
Nominal Diameter of Nozzle	DIA	127.0000 mm
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Nominal
Nominal Thickness of Nozzle	THKNOM	SCH 80
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	2.0000 mm
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00



Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting
Outward Projection of Nozzle	HO	150.0000 mm
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	9.5300 mm
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	9.5300 mm
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		No

Nozzle Calculation, Nozzle Number 10, Description: DrainOutlet
ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2004 A-05, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	122.250 mm
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	9.525 mm

Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (1.90*(635.0000/2+2.0000))/(133.81*1.00-0.6*1.90)$$

$$= 4.5759 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (2.90*(635.0000/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*2.90)$$

$$= 6.7625 \text{ mm}$$

External Pressure Results for SHELL/HEAD :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 10, Desc.: DrainOutlet
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart	CS-2	at	315.00 C
Elastic Modulus for Material			177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732



Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.1578 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.00mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	107.9936
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0000943
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.3772 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *8.3772)/(3 *107.9936) =		0.1034

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.97E+30mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	0.1465E+28
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	0.97 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	8.1578 mm
Actual Thickness as entered by User	15.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	
0.97E+30mm	
Actual Length as entered by User	10344.00 mm

Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned} &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (1.90*(122.2502/2+2.0000))/(117.90*1.00-0.6*1.90) \\ &= 1.0272 \text{ mm} \end{aligned}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$\begin{aligned} &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (2.90*(122.2502/2+0.0000))/(117.90*1.00-0.6*2.90) \\ &= 1.5260 \text{ mm} \end{aligned}$$



External Pressure Results for NOZZLE :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 10, Desc.: DrainOutlet
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart CS-2 at 315.00 C
Elastic Modulus for Material 177636.58MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	7.5250 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	141.3002 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	18.7774
Length / Diameter Ratio	LD	1.0616
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0166820
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	100.2271 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		7.12 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *100.2271)/(3 *18.7774) =		7.1168

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	0.4865 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	141.3002 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	290.4638
Length / Diameter Ratio	LD	1.0616
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0002537
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	22.5319 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *22.5319)/(3 *290.4638) =		0.1034

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	7.5250 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	141.3002 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.5896E+32 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	18.7774
Length / Diameter Ratio	LD	0.4173E+30
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0031198
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	77.8786 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		5.53 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *77.8786)/(3 *18.7774) =		5.5299

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	7.12 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	2.4865 mm
Actual Thickness as entered by User	9.5250 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.5896E+32 mm
Actual Length as entered by User	150.00 mm



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	252.5004 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP 1	8.8125 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Mapnc case

Effective material diameter limit,	DL	244.5004 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	23.8125 mm

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5	Design	External	Mapnc
Area Required	Ar	577.711	826.717 mm ²
Area in Shell	A1	1063.541	1007.036 mm ²
Area in Nozzle Wall	A2	215.425	325.714 mm ²
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000 mm ²
Area in Welds	A4	80.028	77.652 mm ²
Area in Pad	A5	0.000	0.000 mm ²
Total Area Available	Atot	1358.993	1410.401 mm ²

Mapnc Case Governs the Analysis

Note: Corrosion is set to zero.

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degr.

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

$Ar = (DLR * TR + 2 * THK * TR * (1 - FFR1))$ UG-37(c) or UG-39

$Ar = (122.2502 * 6.7625 + 2 * (9.5250 - 0.0000) * 6.7625 * (1.0 - 1.00))$

$Ar = 826.717 \text{ mm}^2$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell (A1):

$A1 = (DL - DLR) * (ES * (T - CAS) - TR) - 2 * (THK - CAN) * (ES * (T - CAS) - TR) * (1 - FFR1)$

$A1 = (244.500 - 122.250) * (1.00 * (15.0000 - 0.000) - 6.763) - 2 * (9.525 - 0.000)$

$* (1.00 * (15.0000 - 0.0000) - 6.7625) * (1.0 - 1.00)$

$A1 = 1007.036 \text{ mm}^2$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$A2np = (2 * \text{MIN}(TLNP, HO)) * (THK - CAN - TRN) * FFR2$

$A2np = (2 * 23.8125) * (9.5250 - 0.0000 - 1.5260) * 0.86$

$A2np = 325.714 \text{ mm}^2$

Area Available in Welds, no Pad:

$A4np = Wo^2 * FFR2 + (Wi - Can / 0.707)^2 * FFR2$

$A4np = 9.5300^2 * 0.8550 + (0.0000)^2 * 0.8550$

$A4np = 77.652 \text{ mm}^2$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

=

$\text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(UG45B1, UG16B), \text{Max}(UG45B2, UG16B)), UG45B4), UG45A)$



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(6.5759, 4.3812), \text{Max}(2.2471, 4.3812)), 7.7341), 3.0272)$$

$$= 6.5759 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 8.3344 \text{ mm OK}$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: CASE 3

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A})$$

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(6.7625, 2.3812), \text{Max}(0.2471, 2.3812)), 5.7341), 1.5260)$$

$$= 5.7341 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 8.3344 \text{ mm OK}$$

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded	49.98 N
Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded	49.98 N

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), UCS curve: B	
Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-29 C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-104 C
Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Minimum Design Metal Temperature (Shell), UCS curve: B	
Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-16 C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-94 C
Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), UCS curve: B	
Min. Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-29 C
Min. Metal Temp. at Req'd thk. (UCS 66.1)[rat 0.137]	-104 C
Min. Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Weld Size Calculations, Nozzle Number 10, Desc.: DrainOutlet

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds	Tmin	7.5250 mm
--	------	-----------

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	$5.2675 = 0.7 * T_{min}$	$6.7387 = 0.707 * W_O$, mm

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b):

$$W = (AR-A1)*S$$

$$W = (826.7173 - 1007.0357) * 133$$

$$W = 0. \text{ N}$$

$$W1 = (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*FFR2)*S$$

$$W1 = (325.7136 + 0.0000 + 77.6519 - 0.0000 * 0.88) * 133$$

$$W1 = 53968. \text{ N}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path: ANALYSIS

Shear, Outward Nozzle Weld:

$$SONW = (PI/2)*DLO*WO*0.49*SNW$$

$$SONW = (3.1416 / 2.0) * 141.3002 * 9.5300 * 0.49 * 117$$

$$SONW = 122193. \text{ N}$$



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Shear, Nozzle Groove Weld:

$$\text{SNGW} = (\text{PI}/2) * (\text{DLR} + \text{WGNVA}) * (\text{WGNVA} - \text{CAN}) * 0.60 * \text{SNG}$$

$$\text{SNGW} = (3.14 / 2) * (122.250 + 9.530) * (9.530 - 0.0000) * 0.6 * 117$$

$$\text{SNGW} = 139543. \text{ N}$$

Strength of Failure Paths:

$$\text{PATH11} = (\text{SONW} + \text{SNGW}) = (122192 + 139542) = 261735 \text{ N}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 261735 N, must exceed W = 0 N or W1 = 53968 N

M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	3.130 MPa
Shell M.A.W.P		5.314 MPa
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	3.869 MPa
Shell M.A.P.(NC)		6.335 MPa

Iterative Results per Pressure, Area and UG-45:

(Assuming same Corr. All. for Shell and Nozzle)

Maximum (failure) Corrosion Allowance: 3.7196 mm

Minimum (failure) Nozzle Thickness: 5.8054 mm

Minimum (failure) Shell Thickness: 11.2804 mm

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software

Input Echo, Nozzle Item 12, Description: Continuos Vent

Design Internal Pressure (Case 1)	P	1.90 MPa
Temperature for Internal Pressure	TEMP	315.00 C
Design External Pressure (Case 2)	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure	TEMPEX	315.00 C
Maximum Allowable Pressure New & Cold (Case 3)		2.90 MPa
Include Hydrostatic Head Components		NO
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-516 70
Material UNS Number		K02700
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	133.81 MPa
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA 1	37.90 MPa
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	200.78 MPa
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	635.0000 mm
Design Length of Section	L	10344.0000 mm
Actual Thickness of Shell or Head	T	15.0000 mm
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	2.0000 mm
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		YES



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Nozzle Material (Not Normalized or NA)		SA-312 TP304
Material UNS Number		S30400
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	84.85 MPa
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90 MPa
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	OD
Nominal Diameter of Nozzle	DIA	48.3000 mm
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Nominal
Nominal Thickness of Nozzle	THKNOM	SCH 160
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	2.0000 mm
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00
Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting
Outward Projection of Nozzle	HO	150.0000 mm
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	8.7122 mm
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	8.7122 mm
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		No

Nozzle Calculation, Nozzle Number 12, Description: Continuos Vent **ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2004 A-05, UG-37 to UG-45**

Actual Nozzle Outside Diameter Used in Calculation	60.325 mm
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	8.712 mm

Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]
 Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (1.90*(635.0000/2+2.0000))/(133.81*1.00-0.6*1.90)$$

$$= 4.5759 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Mapnc]
 Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (2.90*(635.0000/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*2.90)$$

$$= 6.7625 \text{ mm}$$

External Pressure Results for SHELL/HEAD :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 12, Desc.: Continuos Vent **ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05**



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

External Pressure Chart CS-2 at 315.00 C
Elastic Modulus for Material 177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.1578 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	107.9936
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0000943
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.3772 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *8.3772)/(3 *107.9936) =		0.1034

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.9741E+30 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	0.1465E+28
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa
EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 *37.3369)/(3 *51.1538) =		0.9732

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	0.97 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	8.1578 mm
Actual Thickness as entered by User	15.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.9741E+30 mm
Actual Length as entered by User	10344.00 mm

Internal Pressure Results for NOZZLE :

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2-CAE))/(S*E+0.4*P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (1.90*(60.3250/2-0.000))/(84.85*1.00+0.4*1.90)$$

$$= 0.6694 \text{ mm}$$



Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Mapnc]
 Thickness Due to Internal Pressure:
 $= (P*(D/2-CAE))/(S*E+0.4*P)$ per Appendix 1-1 (a)(1)
 $= (2.90*(60.3250/2-0.000))/(137.90*1.00+0.4*2.90)$
 $= 0.6290 \text{ mm}$

External Pressure Results for NOZZLE :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 12, Desc.: Continuos Vent **ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05**

External Pressure Chart HA-1 at 315.00 C
 Elastic Modulus for Material 1 68978.08 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.7122 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	60.3250 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.9874
Length / Diameter Ratio	LD	2.4865
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0206511
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	66.0916 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		10.43 MPa
EMAWP = $(2.167/(D/T)-0.0833)*B = 10.4303$		

Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	0.2993 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	60.3250 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	201.5618
Length / Diameter Ratio	LD	2.4865
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001851
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	15.6354 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa
EMAWP = $(4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 15.6354)/(3 * 201.5618) = 0.1034$		

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.7122 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	60.3250 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.1364E+33 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.9874
Length / Diameter Ratio	LD	0.2262E+31
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0136185
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	64.2250 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		10.14 MPa
EMAWP = $(2.167/(D/T)-0.0833)*B = 10.1357$		



SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	10.43 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	2.2993 mm
Actual Thickness as entered by User	8.7122 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.1364E+33 mm
Actual Length as entered by User	150.00 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Internal Pressure

Effective material diameter limit,	DL	93.8012 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	16.7805 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : Mapnc case

Effective material diameter limit,	DL	90.3250 mm
Effective material thickness limit, no pad	TLNP	21.7805 mm

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5	Design	External	Mapnc
Area Required	Ar	214.614	290.115 mm ²
Area in Shell	A1	395.094	390.658 mm ²
Area in Nozzle Wall	A2	128.604	352.111 mm ²
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000 mm ²
Area in Welds	A4	48.133	75.902 mm ²
Area in Pad	A5	0.000	0.000 mm ²
Total Area Available	Atot	571.831	818.671 mm ²

Internal Pressure Case Governs the Analysis

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations	90.00 Degs.
--	-------------

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

$Ar = (DLR * TR + 2 * THK * TR * (1 - FFR1))$ UG-37(c) or UG-39

$Ar = (46.9006 * 4.5759 + 2 * (8.7122 - 2.0000) * 4.5759 * (1.0 - 1.00))$

$Ar = 214.614 \text{ mm}^2$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell (A1):

$A1 = (DL - DLR) * (ES * (T - CAS) - TR) - 2 * (THK - CAN) * (ES * (T - CAS) - TR) * (1 - FFR1)$

$A1 = (93.801 - 46.901) * (1.00 * (15.0000 - 2.000) - 4.576) - 2 * (8.712 - 2.000)$

$* (1.00 * (15.0000 - 2.0000) - 4.5759) * (1.0 - 1.00)$

$A1 = 395.094 \text{ mm}^2$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

$A2np = (2 * \text{MIN}(TLNP, HO)) * (THK - CAN - TRN) * FFR2$

$A2np = (2 * 16.7805) * (8.7122 - 2.0000 - 0.6694) * 0.63$

$A2np = 128.604 \text{ mm}^2$

Area Available in Welds, no Pad:

$A4np = Wo^2 * FFR2 + (Wi - Can / 0.707)^2 * FFR2$

$A4np = 8.7122^2 * 0.6341 + (0.0000)^2 * 0.6341$

$A4np = 48.133 \text{ mm}^2$



UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A})$$

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(6.5759, 4.3812), \text{Max}(2.2471, 4.3812)), 5.4227), 2.6694)$$

$$= 5.4227 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 7.6232 \text{ mm OK}$$

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded	17.71 N
Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded	13.28 N

Minimum Design Metal Temperature (Shell), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66	-16 C
Minimum Metal Temp. at operating stress	-94 C
Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

Weld Size Calculations, Nozzle Number 12, Desc.: Continuous Vent

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds	Tmin	6.7122 mm
--	------	-----------

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	$4.6985 = 0.7 * T_{min}$	$6.1604 = 0.707 * W_O$, mm

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b):

$$W = (AR - A1) * S$$

$$W = (214.6136 - 395.0941) * 133$$

$$W = 0. \text{ N}$$

$$W1 = (A2 + A5 + A4 - (WI - CAN / .707)^2 * FFR2) * S$$

$$W1 = (128.6044 + 0.0000 + 48.1327 - 0.0000 * 0.63) * 133$$

$$W1 = 23647. \text{ N}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path: ANALYSIS

Shear, Outward Nozzle Weld:

$$SONW = (PI/2) * DLO * W_O * 0.49 * SNW$$

$$SONW = (3.1416 / 2.0) * 60.3250 * 8.7122 * 0.49 * 84$$

$$SONW = 34321. \text{ N}$$

Shear, Nozzle Groove Weld:

$$SNGW = (PI/2) * (DLR + WGNVA) * (WGNVA - CAN) * 0.60 * SNG$$

$$SNGW = (3.14 / 2) * (46.901 + 8.712) * (8.712 - 2.0000) * 0.6 * 84$$

$$SNGW = 29849. \text{ N}$$

Strength of Failure Paths:

$$PATH11 = (SONW + SNGW) = (34321 + 29849) = 64170 \text{ N}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 64170 N, must exceed W = 0 N or W1 = 23646 N

M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	3.408 MPa
Shell M.A.W.P		5.314 MPa



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	5.251 MPa
Shell M.A.P.(NC)		6.335 MPa

Iterative Results per Pressure, Area and UG-45:
(Assuming same Corr. All. for Shell and Nozzle)

Maximum (failure) Corrosion Allowance:	4.1893 mm
Minimum (failure) Nozzle Thickness:	4.5229 mm
Minimum (failure) Shell Thickness:	10.8107 mm

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software

Input Echo, Nozzle Item 13, Description: Start Up Vent

Design Internal Pressure (Case 1)	P	1.90 MPa
Temperature for Internal Pressure	TEMP	315.00 C
Design External Pressure (Case 2)	PEXT	0.10 MPa
Temperature for External Pressure	TEMPEX	315.00 C
Maximum Allowable Pressure New & Cold (Case 3)		2.90 MPa
Include Hydrostatic Head Components		NO
Shell or Head Material (Not Normalized or NA)		SA-516 70
Material UNS Number		K02700
Shell/Head Allowable Stress at Temperature	S	133.81 MPa
Shell/Head Allowable Stress At Ambient	SA	137.90 MPa
Shell/Head Yield Stress at Temperature	Sy	200.78 MPa
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	635.0000 mm
Design Length of Section	L	10344.0000 mm
Actual Thickness of Shell or Head	T	15.0000 mm
Corrosion Allowance for Shell or Head	CAS	2.0000 mm
Is this Nozzle a Radial Nozzle		YES
Is this Nozzle a Lateral Nozzle (Y-angle)		YES
Nozzle Material (Not Normalized or NA)		SA-312 TP304
Material UNS Number		S30400
Nozzle Allowable Stress at Temperature	SN	84.85 MPa
Nozzle Allowable Stress At Ambient	SNA	137.90 MPa
Diameter Basis for Nozzle	BASISN	OD
Nominal Diameter of Nozzle	DIA	48.3000 mm
Nozzle Size and Thickness Basis	DBN	Nominal
Nominal Thickness of Nozzle	THKNOM	SCH 160
Corrosion Allowance for Nozzle	CAN	2.0000 mm
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	ES	1.00
Joint Efficiency of Nozzle Neck	EN	1.00



Insert or Abutting Nozzle Type	NTYP	Abutting
Outward Projection of Nozzle	HO	150.0000 mm
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	WO	8.7122 mm
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	WGNV	8.7122 mm
Is this is Manway/Access/Inspection Opening		No
Skip Iterative Failure Thickness Calculations		No

Nozzle Calculation, Nozzle Number 13, Description: Start Up Vent
ASME Code, Section VIII, Div. 1, 2004 A-05, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Outside Diameter Used in Calculation	60.325 mm
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	8.712 mm

Internal Pressure Results for SHELL/HEAD :

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (1.90*(635.0000/2+2.0000))/(133.81*1.00-0.6*1.90)$$

$$= 4.5759 \text{ mm}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)}$$

$$= (2.90*(635.0000/2+0.0000))/(137.90*1.00-0.6*2.90)$$

$$= 6.7625 \text{ mm}$$

External Pressure Results for SHELL/HEAD :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 13, Desc.: StartUpVent
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart	CS-2	at	315.00 C
Elastic Modulus for Material			177636.58 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa

$$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 37.3369)/(3 * 51.1538) = 0.9732$$



Results for Req'd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.1578 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	10344.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	107.9936
Length / Diameter Ratio	LD	15.5549
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0000943
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	8.3772 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa

$$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 8.3772) / (3 * 107.9936) = 0.1034$$

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	13.0000 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	665.0000 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLen	0.9741E+30 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	51.1538
Length / Diameter Ratio	LD	0.1465E+28
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0004204
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	37.3369 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.97 MPa

$$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 37.3369) / (3 * 51.1538) = 0.9732$$

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	0.97 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	8.1578 mm
Actual Thickness as entered by User	15.0000 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.9741E+30 mm
Actual Length as entered by User	10344.00 mm

Internal Pressure Results for NOZZLE :

Req'd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Internal Press]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2-CAE))/(S*E+0.4*P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (1.90*(60.3250/2-0.000))/(84.85*1.00+0.4*1.90)$$

$$= 0.6694 \text{ mm}$$

Req'd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Mapnc]

Thickness Due to Internal Pressure:

$$= (P*(D/2-CAE))/(S*E+0.4*P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (2.90*(60.3250/2-0.000))/(137.90*1.00+0.4*2.90)$$

$$= 0.6290 \text{ mm}$$



External Pressure Results for NOZZLE :

EXTERNAL PRESSURE RESULTS, SHELL NUMBER 13, Desc.: Start UpVent
ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-05

External Pressure Chart HA-1 at 315.00 C
Elastic Modulus for Material 168978.08 MPa

Results for Max. Allowable External Pressure (Emawp):

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.7122 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	60.3250 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.9874
Length / Diameter Ratio	LD	2.4865
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0206511
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	66.0916 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		10.43 MPa
EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B =		10.4303

Results for Reqd Thickness for Ext. Pressure (Tca):

Corroded Thickness of Shell	TCA	0.2993 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	60.3250 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	150.0000 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	201.5618
Length / Diameter Ratio	LD	2.4865
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0001851
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	15.6354 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		0.10 MPa

$$EMAWP = (4*B)/(3*(D/T)) = (4 * 15.6354) / (3 * 201.5618) = 0.1034$$

Results for Maximum Length Calculation: No Conversion

Corroded Thickness of Shell	TCA	6.7122 mm
Outside Diameter of Shell	ODCA	60.3250 mm
Design Length of Cylinder or Cone	SLEN	0.1364E+33 mm
Diameter / Thickness Ratio	(D/T)	8.9874
Length / Diameter Ratio	LD	0.2262E+31
Geometry Factor, A f(DT,LD)	A	0.0136185
Materials Factor, B, f(A, Chart)	B	64.2250 MPa
Maximum Allowable Working Pressure		10.14 MPa

$$EMAWP = (2.167/(D/T)-0.0833)*B = 10.1357$$

SUMMARY of EXTERNAL PRESSURE RESULTS:

Allowable Pressure at Corroded thickness	10.43 MPa
Required Pressure as entered by User	0.10 MPa
Required Thickness including Corrosion all.	2.2993 mm
Actual Thickness as entered by User	6.7122 mm
Maximum Length for Thickness and Pressure	0.1364E+33 mm
Actual Length as entered by User	150.00 mm



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results :	Internal Pressure
Effective material diameter limit, DL	93.8012 mm
Effective material thickness limit, no pad TLNP	16.7805 mm

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results :	Mapnc case
Effective material diameter limit, DL	90.3250 mm
Effective material thickness limit, no pad TLNP	21.7805 mm

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

Area Available, A1 to A5	Design	External	Mapnc
Area Required Ar	214.614	144.402	290.115 mm ²
Area in Shell A1	395.094	320.905	390.658 mm ²
Area in Nozzle Wall A2	128.604	136.482	352.111 mm ²
Area in Inward Nozzle A3	0.000	0.000	0.000 mm ²
Area in Welds A4	48.133	48.133	75.902 mm ²
Area in Pad A5	0.000	0.000	0.000 mm ²
Total Area Available Atot	571.831	505.519	818.671 mm ²

Internal Pressure Case Governs the Analysis

Nozzle Tangent Angle Used in Area Calculations 90.00 Degr.

The area available without a pad is Sufficient.

Reinforcement Area Required for Nozzle:

Ar = (DLR*TR+2*THK*TR*(1-FFR1)) UG-37(c) or UG-39
 Ar = (46.9006*4.5759+2*(8.7122-2.0000)*4.5759*(1.0-1.00))
 Ar = 214.614 mm²

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell (A1):

A1 = (DL-DLR)*(ES*(T-CAS)-TR)-2*(THK-CAN)*(ES*(T-CAS)-TR)*(1-FFR1)
 A1 = (93.801-46.901)*(1.00*(15.0000-2.000)-4.576)-2*(8.712-2.000)
 (1.00(15.0000-2.0000)-4.5759)*(1.0-1.00)
 A1 = 395.094 mm²

Area Available in Nozzle Wall, no Pad:

A2np = (2 * MIN(TLNP,HO)) * (THK - CAN - TRN) * FFR2
 A2np = (2 * 16.7805) * (8.7122 - 2.0000 - 0.6694) * 0.63)
 A2np = 128.604 mm²

Area Available in Welds, no Pad:

A4np = Wo²*FFR2 + (Wi-Can/0.707)²*FFR2
 A4np = 8.7122 ^2 * 0.6341 + (0.0000)² * 0.6341
 A4np = 48.133 mm²



UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement:

=

$$\begin{aligned} & \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A}) \\ & = \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(6.5759, 4.3812), \text{Max}(2.2471, 4.3812)), 5.4227), 2.6694) \\ & = 5.4227 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 7.6232 \text{ mm OK} \end{aligned}$$

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Uncorroded 17.71 N

Weight of Nozzle, Nozzle Neck Only, Corroded 13.28 N

Minimum Design Metal Temperature (Shell), UCS curve: B

Minimum Metal Temp. w/o impact per Fig. UCS-66 -16 C

Minimum Metal Temp. at operating stress -94 C

Minimum Metal Temp. w/o impact per UG-20(f) -29 C

Weld Size Calculations, Nozzle Number 13, Desc.: Start Up Vent

Intermediate Calcs. for nozzle/shell welds T_{min} 6.7122 mm

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	4.6985 = 0.7 * T _{min}	6.1604 = 0.707 * WO , mm

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b):

$$W = (AR-A1)*S$$

$$W = (214.6136 - 395.0941) * 133$$

$$W = 0. \text{ N}$$

$$W1 = (A2+A5+A4-(WI-CAN/.707)^2*FFR2)*S$$

$$W1 = (128.6044 + 0.0000 + 48.1327 - 0.0000 * 0.63) * 133$$

$$W1 = 23647. \text{ N}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path: ANALYSIS

Shear, Outward Nozzle Weld:

$$\text{SONW} = (\text{PI}/2) * \text{DLO} * \text{WO} * 0.49 * \text{SNW}$$

$$\text{SONW} = (3.1416 / 2.0) * 60.3250 * 8.7122 * 0.49 * 84$$

$$\text{SONW} = 34321. \text{ N}$$

Shear, Nozzle Groove Weld:

$$\text{SNGW} = (\text{PI}/2) * (\text{DLR} + \text{WGNVA}) * (\text{WGNVA} - \text{CAN}) * 0.60 * \text{SNG}$$

$$\text{SNGW} = (3.14 / 2) * (46.901 + 8.712) * (8.712 - 2.0000) * 0.6 * 84$$

$$\text{SNGW} = 29849. \text{ N}$$

Strength of Failure Paths:

$$\text{PATH11} = (\text{SONW} + \text{SNGW}) = (34321 + 29849) = 64170 \text{ N}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 64170 N, must exceed W = 0 N or W1 = 23646 N



M.A.W.P. Results Based on Areas, Shell and Nozzle neck:

Converged M.A.W.P for given geometry	AMAP	3.408 MPa
Shell M.A.W.P	5.314 MPa	
Converged M.A.P.(NC) for given geometry	AMAPNC	5.251 MPa
Shell M.A.P.(NC)	6.335 MPa	

Iterative Results per Pressure, Area and UG-45:
(Assuming same Corr. All. for Shell and Nozzle)

Maximum (failure) Corrosion Allowance:	4.1893 mm
Minimum (failure) Nozzle Thickness:	4.5229 mm
Minimum (failure) Shell Thickness:	10.8107 mm

CodeCalc 2006 ©1989-2006 by COADE Engineering Software

ANEXO B

CARACTERISTICAS MECÁNICAS MATERIALES.



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN



LISTA DE MATERIALES

PARTES A PRESIÓN

1) TUBOS EN U	SA-556 C2
2) PLACA TUBULAR FORJADA	SA-350 LF2 Class1
3) CHAPA ENVOLVENTE	SA-516 GR 70
4) FONDO SEMIELIPTICO	SA-516 GR 70
5) CONEXIONES FORJADAS	SA-105
6) ACCESORIOS (COUPLINGS, FLANGES...)	SA-105
7) TUBERÍA (EXCEPTO T1, T2 Y S1)	SA-106 GR B
8) CONEXION ENTRADA DE VAPOR S1	SA-335-P11
9) TORNILLERÍA	SA-354-BD / SA-194-2H

PARTES NO A PRESIÓN

- PLACAS SOPORTE	SA-516 GR 70
- JUNTAS	ESPIROMETÁLICAS
- INOXIDABLE	
- JUNTA PUERTA DE ACCESO	ESPIROMETÁLICA INOXIDABLE
- TORNILLERIA	SA-193 GR B8 / SA-194 GR B
- TUBERÍA DE VENTEO CONTÍNUO	SA-312 TP 304
- TUBERÍA ARRANQUE DE VENTEO	SA-312 TP 304
- PLACA DE IMPACTO	SA-240 TP 410S



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

COMPOSICION QUIMICA MATERIALES (%)									
ELEMENTOS		SA-106 Gr.B	SA-350 LF2 Class1	SA-516 Gr.70	SA-105	SA-354-BD	SA-335 P11	SA-240-TP 410S	SA-312-TP 304
C		0,3 máx.	0,3 máx.	0,3 máx.	0.35 máx.	0,33 - 0,55	0,05 - 0,15	0,08	0,08
Mn		0,29-1,06	0,60-1,35	0,79-1,3	0,60-1,05	-	0,30 - 0,60	1,00	2,00
P		0,025 máx.	0,035 máx.	0,035 máx.	0,040 máx.	0,040 máx.	0,025 máx.	0,040	0,045
S		0,025 máx.	0,040 máx.	0,04 máx.	0,050 máx.	0,045 máx.	0,025 máx.	0,030	0,030
Si		0,10 min.	0,15-0,30	0,13-0,45	0,35 máx.	-	0,50 máx.	1,00	1,00
Cu		0,4 máx.	0,40máx.	0,40máx.	0,40 máx.	-	1,90 - 2,60	-	-
Ni		0,4 máx.	0,40máx.	0,40máx.	0.40 máx.	-	-	0,60	8,0-11,0
Cr		0,4 máx.	0,30máx.	0,30máx.	0.30 máx	-	-	11,5-13,5	18,0-20,0
Mo		0,15 máx.	0,12máx.	0,12máx.	0,12 máx	-	0,87 - 1,13	-	-
V		0,08 máx.	0,08máx.	-	0,03 máx.	-	-	-	-
N		-	-	-	-	-	-	-	-
CARACTERISTICAS MECANICAS MATERIALES									
		SA-106 Gr.B	SA-350 LF2 Class1	SA-516 Gr.70	SA-105	A-354-BD	SA-335-P11	SA-240-TP 410S	SA-312-TP 304
CARGA ROTURA MÍNIMA	MPa	413,84	485	482,5	482,5	1034	413,84	415	515
LÍMITE ELÁSTICO MÍNIMO	MPa	241,24	250	261,84	248,11	896	206,92	205	205
EL (%)		30	30	17	30	14	30	22	35
TENSIONES ADMISIBLES (MPa) EN FUNCION DE LA TEMPERATURA DEL METAL									
TEMPERATURAS (°C)		SA-106 Gr.B	SA-350 LF2 Class1	SA-516 Gr.70	SA-105	A-354-BD	SA-335 P11	SA-240-TP 410S	SA-312-TP 304
146,2		117,9	137,9	137,9	122,7		114,5	122,7	
170,0		89,6	137,9	137,9	102		114,5	122,0	
234,6		74,5	137,9	137,9	82,7		114,5	118,6	
235,2		74,5	137,9	136	64,1		114,5	118,6	

ANEXO C

NORMATIVA Y CÓDIGOS APLICABLES.



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN



- HEI Standards for Closed Feedwater Heaters.
- EC Directive for Pressure Equipment 97/23/EC.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Div. 1- Pressure Vessels.
- TEMA class “R”.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Div. 1, Parts A, B, C and D.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section V Nondestructive Examination.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section IX-Welding and Brazing Qualifications.
- ASME B 36.1. Welded and Seamless Wrought Steel Piping.
- ASME B 16.25. Butt Welding Ends.
- ASME B 16.5. Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings.
- ASME B 18. Bolt and Nut Dimensions.



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

ANEXO D

ANÁLISIS DE RIESGOS.



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN



El presente análisis de riesgos ha sido preparado para el diseño de un calentador de agua de alimentación de alta presión que cumple con los requisitos de la directiva europea de equipos a presión 97/23/CE (R.D. 769/1999)

El análisis de riesgos tiene como objetivo la identificación temprana en la fase de diseño de los riesgos derivados de la contención de presión y de la utilización del equipo en condiciones no especificadas por el fabricante.

Una vez identificados los riesgos, se aplican los siguientes principios y en el orden indicado:

- Eliminar el riesgo y reducirlo tanto como sea razonablemente posible,
- Aplicación de medidas de protección adecuadas contra los riesgos que no puedan eliminarse,
- Informar en su caso a los usuarios, sobre los riesgos residuales y las medidas necesarias para atenuarlos.

En el caso de que se conozca o se pueda prever un uso indebido del equipo, se deberá haber adoptado las medidas para impedir el riesgo derivado de dicho uso o, si esto no fuera posible, se realizarán las indicaciones apropiadas para evitar dicha utilización.

La solución adoptada en cada caso, se aplica teniendo en cuenta el nivel de la técnica, la práctica y la experiencia en el momento del diseño y la fabricación del equipo, así como las consideraciones técnicas y económicas que sean compatibles con un alto grado de protección de la salud y de la seguridad.

Un calentador de agua de alimentación, como intercambiador de calor, es un recipiente a presión estático que se diseña para un punto de funcionamiento. Se trata por lo tanto de un equipo dotado de pocos automatismos, salvo los necesarios para evitar que las variables de funcionamiento superen los valores de diseño.

Los principales riesgos que podrían afectar a la integridad del equipo son los siguientes:

- **Aumento de presión:**

En el lado vapor del intercambiador: la presión en el lado de vapor no deberá superar nunca la presión de diseño del intercambiador (19 barg.), pues se rebasarían las tensiones admisibles en el material del recipiente.

Un aumento de presión en el interior del recipiente se podría deber bien a una variación de las condición en el vapor de extracción de turbina o a una eventual rotura de los tubos del calentador.

En lado agua de alimentación del intercambiador: de igual forma a como se ha expuesto en el punto anterior, la presión en la cámara de agua y el interior de los tubos no deberá



superar la presión de diseño (175 barg.). Este incremento podría producirse por un funcionamiento anómalo de las bombas de agua de circulación.

- **Aumento de nivel de condensado en la zona de subenfriamiento:**

La principal causa de un eventual incremento del nivel en la zona de subenfriamiento sería un aumento del caudal de vapor de extracción. Esto a su vez se debería a un aumento de la carga del calentador, bien por disminución de la temperatura de entrada de agua de alimentación, o aumento del caudal de agua de alimentación.

Un pronunciado aumento del caudal de entrada de drenajes podría ser también la causa de un aumento del nivel de agua.

- **Aumento de la temperatura en el lado vapor del calentador:** la temperatura del metal no debe superar la de diseño (para la entrada de vapor es 316°C y para el resto de la carcasa 235°C), pues a altas temperaturas las tensiones admisibles de los materiales disminuyen rápidamente.

Un aumento de la temperatura se puede deber principalmente bien a variaciones en las condiciones del vapor de extracción, o a una falta de refrigeración por disminución del caudal o aumento de la temperatura del agua de circulación.

- **Vibraciones:** un aumento en el caudal de vapor de extracción de turbina sobre los valores de diseño (11.509,20 kg/h) podría provocar vibraciones inducidas por el aumento del flujo a través del haz tubular. Estos fenómenos son muy perjudiciales para la vida del calentador y pueden provocar un fallo por rotura de los tubos.

DESCRIPCION DE LAS MEDIDAS DE SEGURIDAD / VIGILANCIA.

Frente a los riesgos descritos, los calentadores están dotados de las siguientes protecciones o sistemas de control:

Sistema de Control de Nivel:

Los calentadores de agua de alimentación se conectarán en planta a un sistema de control de nivel, que consistirá en una señal de control sobre la válvula de salida de los drenajes de los calentadores, generada por un transmisor que controla el nivel de vapor condensado en la zona de subenfriamiento del calentador.

Este sistema actúa también sobre una válvula de corte en la línea de vapor de extracción, de tal forma que cuando se alcanza el muy alto nivel, se cierra la admisión de vapor al calentador.

A su vez, este sistema de control, junto con la posibilidad del corte de vapor, previene rebasar el muy alto nivel e inundar otras zonas del calentador. Esto podría provocar el



arrastre de gotas de agua a gran velocidad en la zona de desrecalentamiento situada en la entrada de vapor del calentador, con efectos de erosión de tubos e internos.

Válvulas de corte:

Todas las conexiones de los calentadores disponen de válvulas de corte que permiten aislar el equipo del resto de la instalación en caso de avería o situación de riesgo por presión o temperatura. Especial importancia tienen las siguientes dos líneas:

- Línea de vapor de extracción de turbina: dispone de una válvula que cierra automáticamente cuando un calentador queda fuera de servicio. Esto protege el recipiente de una rotura por sobrecalentamiento si se produce una ausencia del fluido refrigerante. Esta válvula cerrará también de forma automática cuando se produzca una señal de muy alto nivel por aumento de vapor condensado en el calentador.
- Línea de agua de alimentación: se dispone de una línea, que permite el bypass del calentador en caso de avería.

Válvulas de seguridad:

Además de todos los sistemas descritos destinados a evitar que el equipo trabaje por encima de sus condiciones de diseño, los calentadores disponen de dos válvulas de seguridad contra sobrepresión cada una de ellos, que protegen a los equipos y sus operadores de eventuales incrementos de presión, que no hayan sido anticipados o evitados por el control o por la operación manual y vigilancia:

- | | | |
|--------------|-------------|-------------|
| ▪ Lado agua | Dimensiones | 3/4" x 1500 |
| | Tarado | 175 barg. |
| ▪ Lado vapor | Dimensiones | 2", 300. |
| | Tarado | 19 barg. |

Especial atención requiere la protección del calentador para el caso de una rotura de tubo. Si esto se produjese, una gran cantidad de caudal de agua a alta presión pasaría al lado vapor, diseñado para una presión menor. La válvula de seguridad del lado vapor, se ha diseñado para una capacidad de evacuación del 10% del caudal máximo de agua de alimentación y está preparada para evacuar tanto vapor como agua.

Espesor de Corrosión:



Aunque los equipos no funcionarán en contacto con productos químicos o en un ambiente agresivo, se ha construido con un sobreespesor de corrosión de 2mm para prevenir la pérdida de material a lo largo de la vida de los calentadores por efecto de la corrosión.

Chapas de Impacto:

Con el fin de preveer la abrasión/erosión provocada por el flujo de vapor y agua a alta velocidad/presión se han instalado baffles de impacto de acero inoxidable en las conexiones de entrada de vapor de extracción y entrada de drenajes a los calentadores.

A su vez, el margen de sobreespesor considerado en los tubos del intercambiador en acero al carbono, mejora la resistencia a la erosión provocada por la calidad del vapor de turbina y de los drenajes, en las diferentes zonas de los calentadores.

Medios de Inspección:

Los calentadores disponen de una conexión bridada de 2" para la inspección con endoscopio de la entrada de vapor a los calentadores. Esta zona es la más propensa a sufrir problemas de erosión debido a la peor calidad del vapor cuando los calentadores funcionan a diferentes cargas. Cuando se trabaja a bajas cargas, por ejemplo 65%, existe el peligro de aparición de condensado en los tubos de la zona de desrecalentamiento. La existencia de gotas en esta zona puede ser fatal. Siempre hay que asegurar un margen superior a 2°F, entre la temperatura de la pared de los tubos y la temperatura de saturación en esas condiciones.

En la cámara de agua, los calentadores presentan una brida ciega (manway cover) que permite realizar labores de inspección y mantenimiento en esta zona del equipo, especialmente en lo que se refiere a las uniones tubo-placa y a la unión de la placa de partición con el interior de la cámara de agua.

Aislamiento Térmico:

Alrededor de los calentadores se han soldado soportes Tipo Nelson para la instalación de la manta aislante o calorifugado. Este aislamiento además de mejorar la eficiencia del intercambiador, protege a los operarios de la planta del contacto directo con las paredes del recipiente (a alta temperatura).

ANÁLISIS HAZOP

Además de lo detallado anteriormente, se ha realizado un análisis de riesgos de acuerdo a la metodología Hazop (*HAZard and OPerability*) o análisis de riesgo y de operabilidad de los procesos.



El método involucra la investigación de las desviaciones del proceso, a fin de identificar los riesgos debidos a la presión y temperatura, y sirve de ejemplo para comprender el funcionamiento de los Calentadores de Agua de Alimentación junto con la instrumentación existente en la planta.

En el procedimiento de análisis se utiliza un conjunto de palabras guía o claves (mas, menos, diferente, etc) para examinar desviaciones de las condiciones normales de un proceso en varios puntos clave (nodos) de todo el proceso.

Estas palabras guía se aplican a parámetros relevantes del proceso, tales como flujo, presión, temperatura, composición, etc... para identificar las causas creíbles y consecuencias de desviaciones de estos parámetros de sus valores normales.

Esencialmente, el procedimiento HAZOP sistemáticamente cuestiona cada parte del equipo o proceso, en esfuerzo por descubrir los problemas potenciales para identificar como se pueden producir desviaciones respecto a la intención del diseño. Una vez identificadas las desviaciones, se evalúan para determinar si tales desviaciones pueden tener consecuencias negativas para la seguridad y operación del equipo, en cuyo caso, se establezcan salvaguardas o se recomiendan medidas a tomar para remediar la situación.

Los resultados del análisis se registran en un formato de tabla o matriz con los siguientes encabezados principales:

NODO	DESVIACION	POSIBLE CAUSA	POSIBLE CONSECUENCIA	SALVAGUARDA	RECOMENDACIONES
------	------------	---------------	----------------------	-------------	-----------------

- **NODO:** Localización específica del proceso en la que se evalúan las posibles desviaciones. Puede ser un equipo, sistema, línea o conjunto de elementos afectados por la misma desviación.
- **DESVIACION:** Es la forma en la que las condiciones del diseño se alejan de su intención o estado normal de operación expresada mediante la combinación de palabra guía + parámetro (mas flujo, menos temperatura, diferente composición, etc...)
- **POSIBLE CAUSA:** Razón o razones creíbles para que ocurra la desviación indicada.
- **POSIBLE CONSECUENCIA:** Resultados de la desviación en caso de que esta ocurra. Pueden abarcar tantos riesgos asociados al proceso como problemas de operatividad del equipo tales como el disparo de alguna de las válvulas de seguridad o la pérdida de eficiencia del intercambio de calor.



- **SALVAGUARDA:** Elementos, y protecciones del sistema que reducen o eliminan la frecuencia de ocurrencia de la desviación o pueden mitigar los efectos de las posibles consecuencias. Las principales protecciones previstas pueden ser entre otras:
 - Medios destinados a detectar la desviación. Incluyen medidores, alarmas y supervisión por parte de los operadores.
 - Medios destinados a compensar la desviación, p.e. sistemas automáticos (lazos de control) que integran el sistema de control del equipo.
 - Elementos que previenen el agravamiento de la situación, tales como el aislamiento o cierre de válvulas.
 - Elementos que alivian al proceso de una desviación peligrosa, tales como válvulas de seguridad.

- **RECOMENDACIONES:** Cuando se considere necesario pueden incluirse propuestas de modificación de diseño, revisión de documentos o procedimientos, indicaciones de operación para incluir en el manual de operación del equipo, etc...

Los NODOS que han sido sometidos a estudio en el presente análisis son los siguientes:

1. Lado agua de circulación
2. Salida agua de alimentación
3. Entrada de vapor de extracción
4. Entrada de drenajes
5. Salida de drenajes / zona de subenfriamiento
6. Lado vapor / zona condensación

La disposición constructiva de cada uno de estos nodos o sistemas, se pueden localizar en los planos del Anexo E:



TABLA DE ANALISIS DE RIESGOS HAZOP

NODO	PALABRA GUIA		POSIBLE CAUSA	POSIBLES CONSECUENCIAS	SALVAGUARDAS	ACCIONES
1.	Entrada Agua de Alimentación					
1.1	MAS Flujo		Externas	Incremento demanda de vapor (ver nodo 3.1) Erosión interna de los tubos Aumento de la velocidad y pérdida de carga		Realización de mantenimiento de acuerdo al manual de operación de los equipos
1.2	MENOS Flujo		Externas	Sobrecalentamiento en lado vapor	Termómetros Válvula de corte de vapor Conexión de inspección en la zona de condensación	Corte de la línea de vapor
1.3	MAS Temperatura		Externas	Disminución demanda de vapor Alcance tensión máxima admisible materiales	Termómetros Válvula de corte de vapor	Bypass de los calentadores y corte vapor de extracción
1.4	MENOS Temperatura		Externas	Incremento demanda de vapor (ver nodo 3.1)	Medida de temperatura	Bajar la carga de los calentadores
1.5	MAS Presión		Externas	Alcance tensiones máximas admisibles. Rotura de tubos (ver nodo 6.3)	Medida de presión Válvula de seguridad	Comprobación/mantenimiento válvula de seguridad
1.6	MENOS Presión		Externas	Ver Nodo 2.4		
1.7	DIFERENTE Composición		Externas	Corrosión de los materiales	Tubos y placas tubulares en inoxidable	Seguir instrucciones de mantenimiento en manual de operación
2.	Salida Agua de Alimentación					



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

2.1	MAS Temperatura		Incremento de la temperatura de entrada de agua de alimentación (ver nodo 1.3) Incremento temperatura vapor de extracción (ver nodo 3.3)	Alcance tensión máxima admisible materiales	Termómetros Válvula de corte de vapor	Corte de vapor y bypass de los calentadores
2.2	MENOS Temperatura		Disminución de la entalpía/temperatura del vapor de extracción Ensuciamiento y perdida de eficiencia de la superficie de intercambio de calor	Perdida de eficiencia/rendimiento de los calentadores	Medida de Temperatura	Consultar manual de operación y mantenimiento para limpieza de los tubos
NODO	PALABRA GUIA		POSIBLE CAUSA	POSIBLES CONSECUENCIAS	SALVAGUARDAS	ACCIONES
2.3	MAS Presión		Externas (ver nodo 1.5)	Alcance tensiones máximas admisibles. Rotura de tubos (ver nodo 6.5)	Medida de presión Válvulas de seguridad	Comprobación/mantenimiento válvula de seguridad Bypass de los calentadores y corte vapor de extracción
2.4	MENOS Presión		Externas Ensuciamiento u obstrucción de los tubos o mayor flujo	Cambio de punto de trabajo bomba de agua de alimentación		Seguir instrucciones de mantenimiento y limpieza de acuerdo a manual de operación
2.5	DIFERENTE Composición		Ver nodo 1.7	Ver nodo 1.7		
3. Entrada de Vapor de Extracción						
3.1	MAS Flujo		Disminución temperatura agua de circulación (ver nodo 1.4) Aumento flujo agua de circulación (ver nodo 1.1) Disminución entalpía del vapor de extracción (ver nodo 3.4) Puesta en marcha inadecuada	Aumento de velocidad en tubo, erosión / deformación de internos Inducción de vibraciones	Chapa de impacto Espaciado entre placas soporte Conexión de inspección zona de condensación Válvulas de corte de vapor	Consultar manual de operación y mantenimiento para la puesta en marcha Corte línea de vapor de extracción o aislamiento de los calentadores



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

3.2	MENOS Flujo		Menos flujo de agua de alimentación (ver nodo 1.2) Aumento temperatura agua de circulación (ver nodo 1.3) Aumento de la entalpía del vapor de extracción (ver nodo 3.3)	Pérdida de eficiencia/rendimiento de la central		Vigilancia variables de funcionamiento Consultar manual de operación y mantenimiento
3.3	MAS Temperatura		Externas	Erosión/deformación de internos Alcance tensión máxima admisible de los materiales	Chapa de impacto e internos en aleaciones resistentes a altas temperaturas Medida de temperatura	Seguir procedimiento de operación y mantenimiento durante la puesta en marcha.
3.4	MENOS Temperatura		Externas	Aumento del flujo demandado (ver nodo 3.1) Disminución de la calidad del vapor (ver nodo 3.6)	Chapa de impacto Diseño frente a vibraciones y conexión de inspección	
NODO	PALABRA GUIA		POSIBLE CAUSA	POSIBLES CONSECUENCIAS	SALVAGUARDAS	ACCIONES
3.5	MAS Presión		Externas	Alcance límite tensión admisible materiales	Medida de presión Válvula de seguridad	Comprobación/mantenimiento de la válvula de seguridad Corte de vapor y bypass de los calentadores
3.6	DIFERENTE Composición		Externas	Erosión por proyección de condensados	Línea de purga de condensado en la línea de vapor de extracción Conexión de inspección Chapa de impacto	Mantenimiento e inspección de los calentadores
4. Entrada de drenajes						
4.1	MAS Flujo		Externas	Erosión de internos	Baffle de impacto	
4.2	MENOS Temperatura		Externas	Aumento flujo vapor de extracción (ver nodo 3.1)		
4.3	MAS Temperatura		Externas	Alcance tensiones admisibles Flashing y erosión internos/vibraciones	Medición Temperatura Bafle de impacto	



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

4.4	MAS Presión		Externas	Flashing / erosión internos	Baffle de impacto/Medición presión	
4.5	Diferente composición		Externas	Erosión por proyección de condensados	Baffle de impacto	
5. Salida de Drenajes / Zona de Subenfriamiento						
5.1	MAS Flujo		Externo Aumento caudales de vapor de extracción o de entrada de drenajes (ver nodos 3.1 y 4.1)	Aumento de velocidad en conexión, erosión internos/vibraciones		
5.2	MENOS Flujo		Externo Disminución caudales de vapor de extracción o de entrada de drenajes (ver nodos 3.2 y 4.2)	Ninguna significativa		
NODO	PALABRA GUIA		POSIBLE CAUSA	POSIBLES CONSECUENCIAS	SALVAGUARDAS	ACCIONES
5.3	MAS Nivel		Aumento de los caudales de entrada a los calentadores (ver nodo 5.1)	Inundación de la zona de condensación y erosión por proyección de gotas de agua Pérdida de eficiencia de los calentadores	Sistema automático de control de nivel con válvula de control en la línea de salida de drenajes. Indicadores de nivel. Corte automático de la línea de vapor de extracción de turbina.	Ajustar set point sistema de control de nivel a las nuevas condiciones de funcionamiento si es necesario. El nivel de condensado no deberá sobrepasar nunca el alto nivel



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

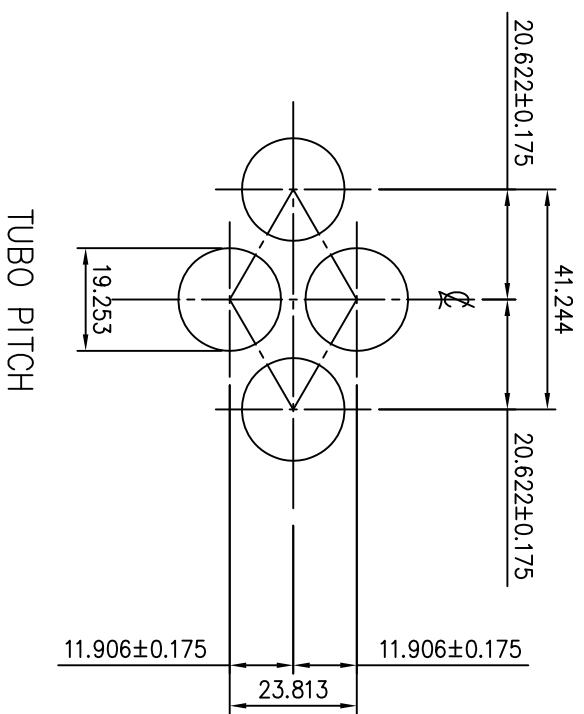
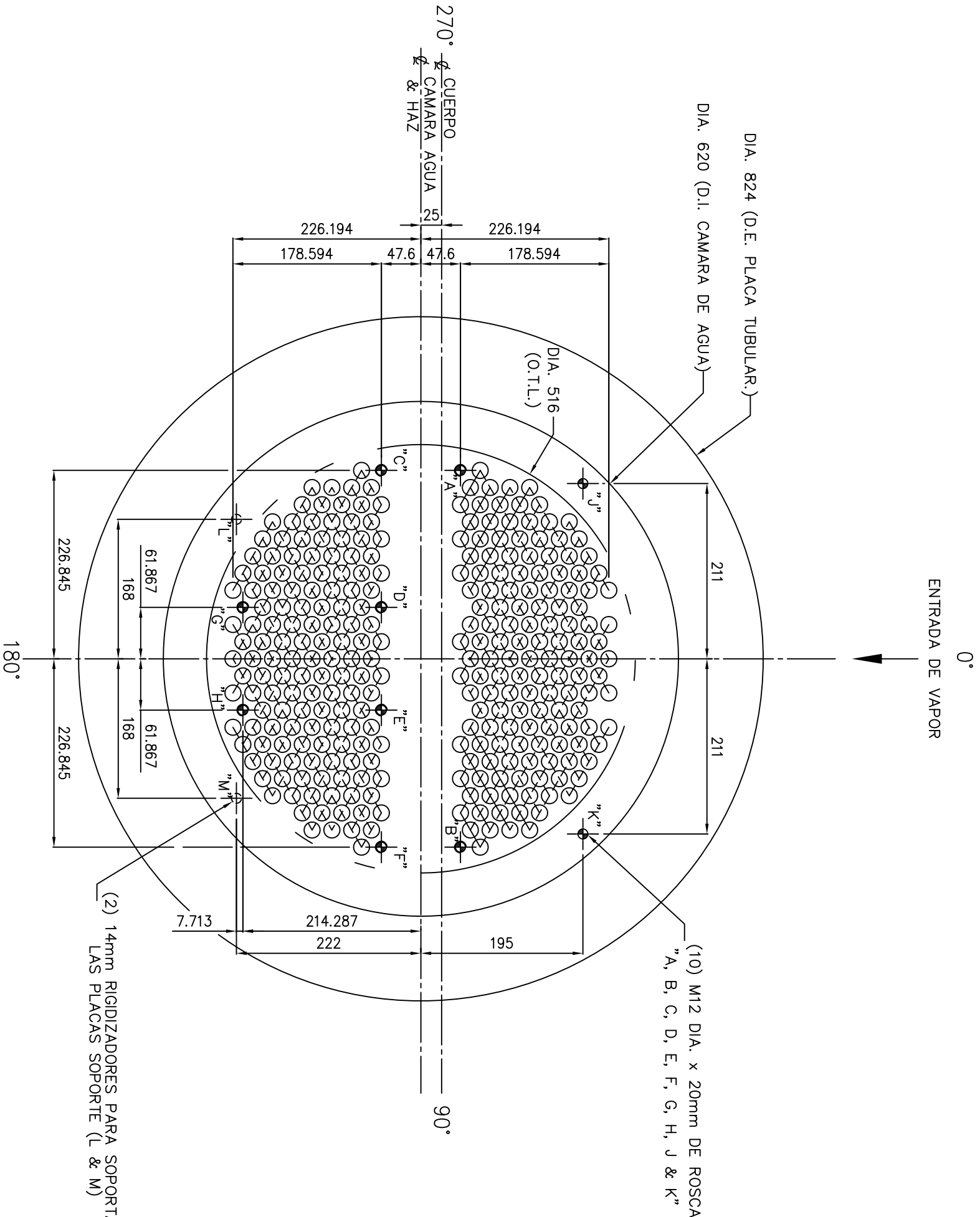
5.4	MENOS Nivel		Disminución de los caudales de entrada a los calentadores (ver nodo 5.2)	Entrada de vapor en la zona de subenfriamiento con posibles problemas de erosión de los tubos y vibraciones. Riesgo de escape de vapor	Sistema automático de control de nivel con válvula de control en la salida de drenajes Cristales para vigilancia de nivel	Set point sistema de control de nivel con las nuevas condiciones de funcionamiento. El nivel de condensado no deberá estar nunca por debajo de la línea de bajo nivel.
5.5	MAS Presión		Rotura de tubo Aumento de la presión de vapor de extracción (ver nodo 3.5)	Superación de los límites de tensión admisible de los materiales.	Válvula de seguridad del lado vapor. Medida de presión	Comprobación/mantenimiento Válvula de Seguridad Corte de vapor y bypass de los calentadores
6. Zona de Condensación / Lado Vapor						
6.1	MAS Flujo		Aumento de la entrada de vapor de extracción (ver nodo 3.1) Aumento de la entrada de drenajes (ver nodo 4.1)	Posible inducción de vibraciones	Espaciado entre placas soporte	
6.2	MAS Temperatura		Aumento de la presión del vapor de extracción (ver nodo 3.5)	Alcance límite tensiones admisibles	Válvula de seguridad. Medida de temperatura	Vigilancia de las variables de funcionamiento. Comprobación mantenimiento válvula.
6.3	MAS Presión		Rotura de tubo (ver nodo 1.5) Aumento de presión del vapor de extracción (ver nodo 3.5)	Alcance límite tensiones admisibles	Válvula de seguridad.	Comprobación mantenimiento válvula de seguridad.



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

ANEXO E


PLANOS.

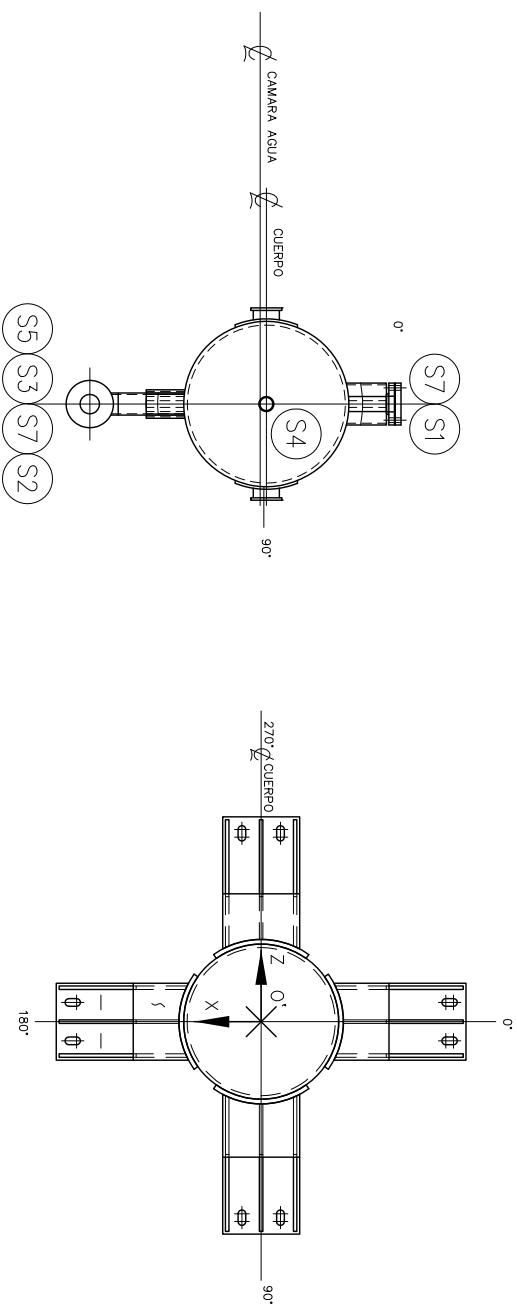
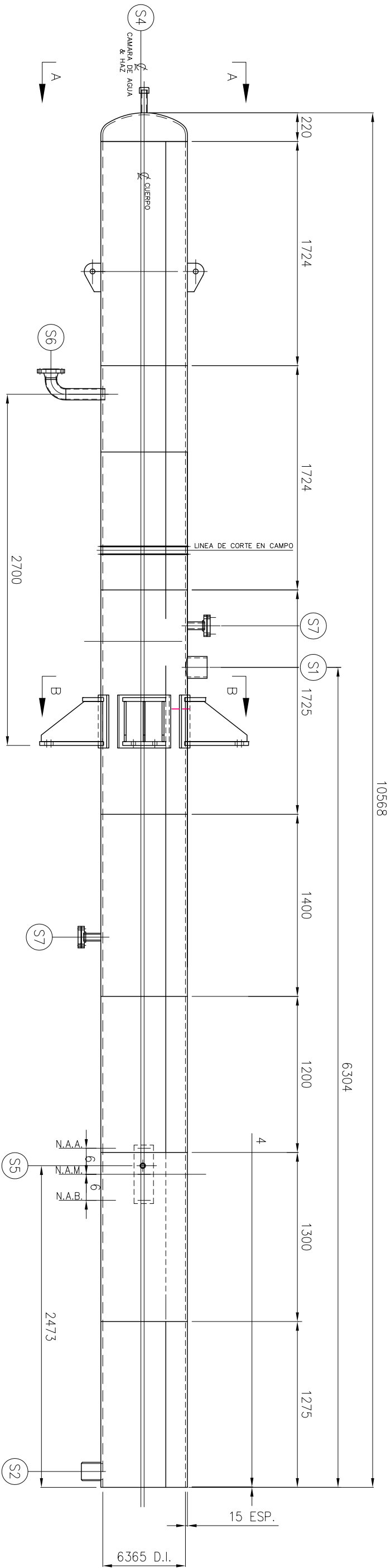


VISTA LADO CUERPO

144- 19.05 D.E x 1.39 mm espesor

TUBOS EN "U" SA-556 C2 (2 PASOS)

<div><div></div><div>UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID</div></div>	
DAMIÁN GONZÁLEZ DÍAZ	DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALTA PRESION
E: 1/1	
05-12-09	
PLANO No 4	
No ORDEN 4	LAYOUT PLACA TUBULAR



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

DAMIAN GONZALEZ DIAZ

E: 1/1

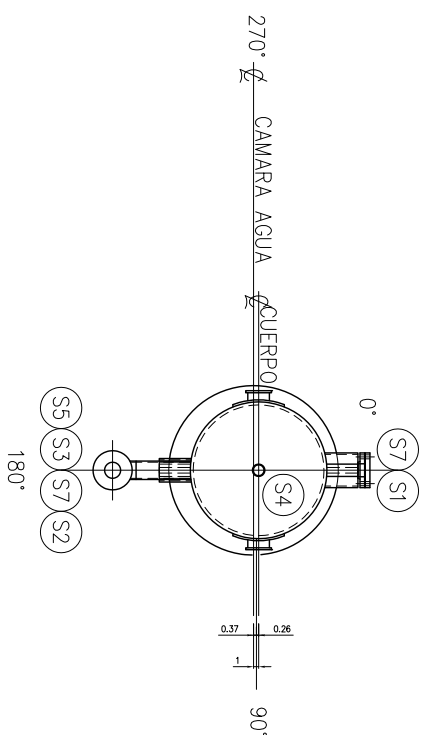
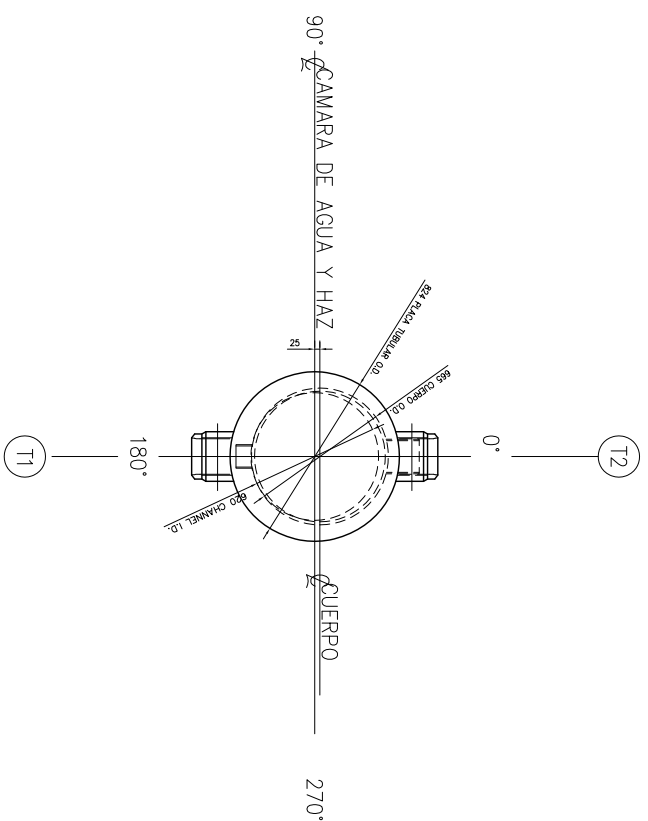
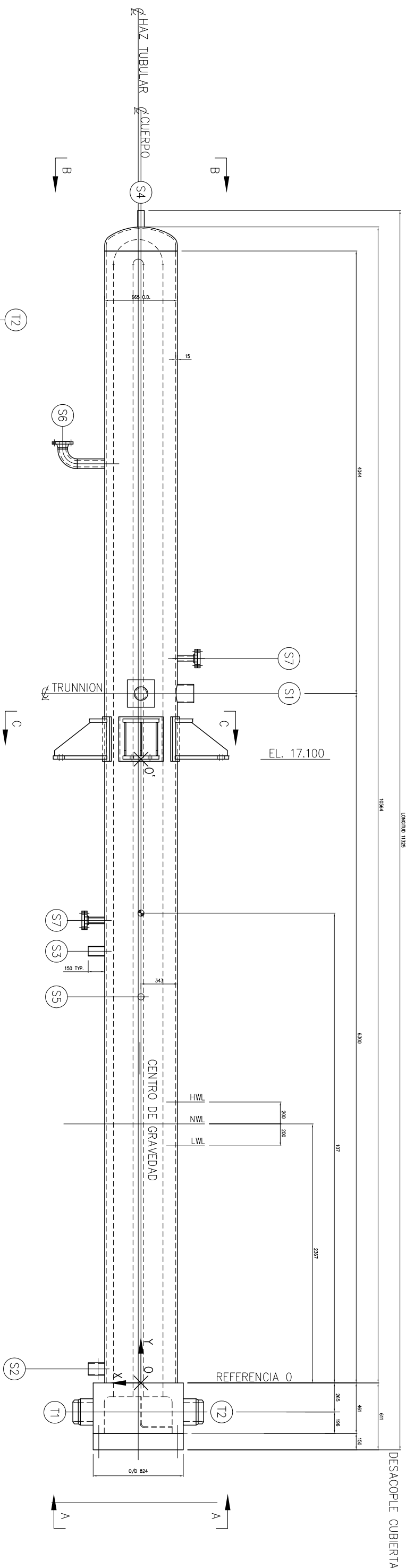
22-12-08

PLANO No 3

No ORDEN 3


DISEÑO DE UN CALENTADOR
DE AGUA DE ALTA PRESION

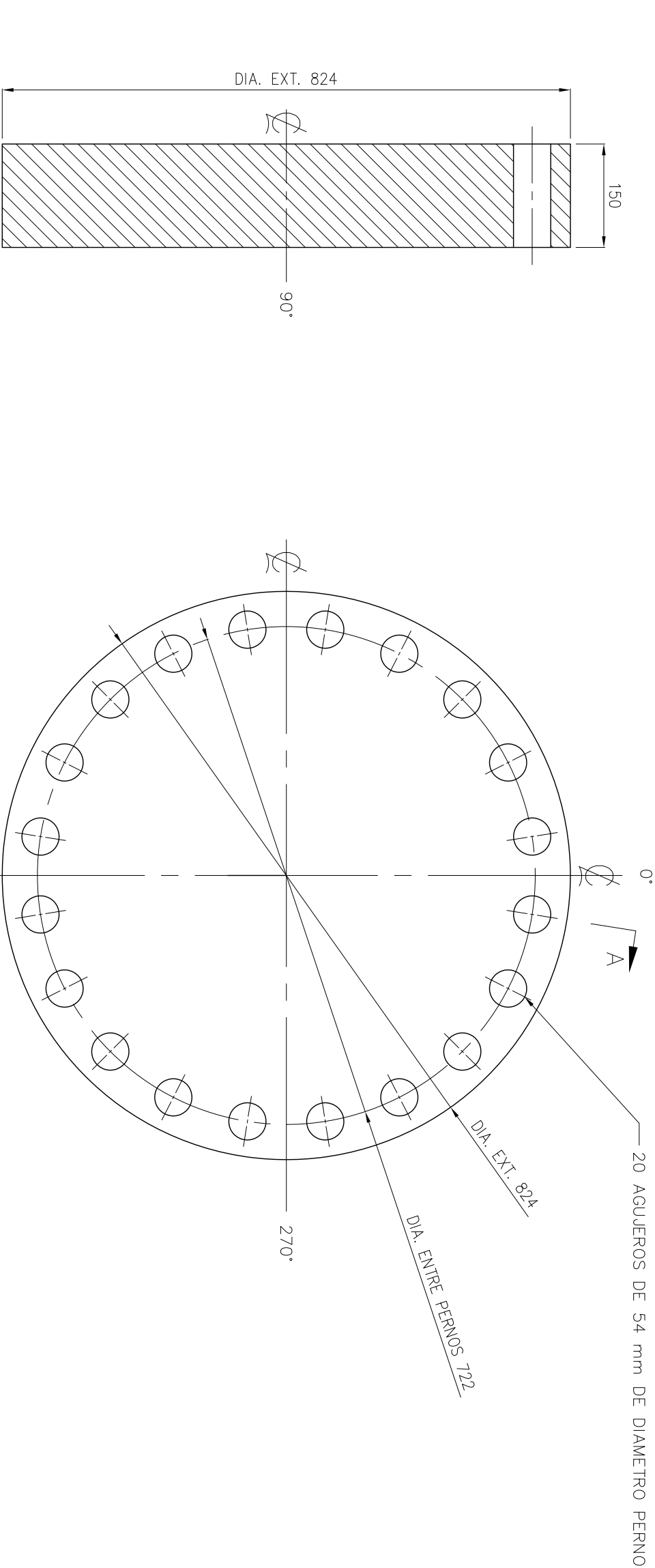
DETALLE CUERPO CALENTADOR



VISTA "A-A"
ORIENTACION CONEXIONES CAMARA DE AGUA


[illegible]

 <h1>UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID</h1>	
DAMIÁN GONZÁLEZ DÍAZ	<h2>DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALTA PRESIÓN</h2>
E: 1/1	
22-12-08	
PLANO No 1	
No ORDEN 1	<h2>DIMENSIONES GENERALES DEL CALENTADOR</h2>



VISTA A-A

ACERO FORJADO AL CARBONO
BRIDA CIEGA

<div><div></div><div>UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID</div></div>		
DAMIÁN GONZÁLEZ DÍAZ	DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALTA PRESIÓN	
E: 1/1		
22-12-08		
PLANO No 7		
No ORDEN 7	CUBIERTA DEL CALENTADOR	